

Cristian COLDEA

**FENOMENE, PROCESE ȘI
CARACTERISTICI TIPICE
MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ**

**UTPRESS
Cluj-Napoca, 2023
ISBN 978-606-737-683-8**

Cristian COLDEA

**FENOMENE, PROCESE ȘI
CARACTERISTICI TIPICE
MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ**



UTPRESS

Cluj-Napoca, 2023

ISBN 978-606-737-683-8



Editura UTPRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Director: ing. Dan COLȚEA

Recenzia: Conf.dr.ing. Nicolae Vlad Burnete
Conf.dr.ing. Călin Iclodean

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2023 Editura UTPRESS
Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii UTPRESS.

ISBN 978-606-737-683-8

PREFATĂ

Prezenta lucrare vine să adreseze topicul complex al proceselor și fenomenelor caracteristice motoarelor cu ardere internă, la un nivel adecvat studiului universitar, motiv pentru care sunt, deci, necesare unele cunoștințe prealabile din zona termodinamicii, în principal.

Subiectele sunt tratate într-o manieră ce urmărește procesele și fenomenele care au loc pe durata ciclului de funcționare, după prezentarea elementelor de terminologie, istoric, context actual și clasificare.

Suplimentar, sunt tratate subiecte adiacente și complementare, dintre care se amintesc: combustibili, lubrifianți, elemente de cinematică, dinamică și echilibrare a mecanismului motor, precum și altele.

Lucrarea este considerată potrivită și pentru cititorul din afara sferei activităților universitare ori academice interesat de subiectul motoarelor cu combustie internă, cu o bază adecvată de cunoștințe tehnice.

Cu speranța creșterii interesului pentru subiectul motoarelor cu ardere internă, autorul dorește succes și determinare tuturor celor care au decis să-și lărgescă pe această cale orizontul cunoașterii.

Autorul

CUPRINS

PREFAȚĂ.....	3
LISTA DE PRESCURTĂRI ȘI ABREVIERI	8
1. INTRODUCERE. TIPURI. SCURT ISTORIC.	
CLASIFICARE. PERSPECTIVE	17
1.1. Introducere.....	17
1.2. Scurt istoric.....	19
1.3. Clasificare	27
1.4. Perspective asupra motoarelor cu ardere internă.....	29
2. PRINCIPII DE FUNCȚIONARE A MAI. TERMINOLOGIE.	
PARAMETRI DE PERFORMANȚĂ, FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI	
AI MAI	34
2.1. Funcționarea de principiu a MAI și terminologie.....	34
2.2. Principalii parametri de performanță, constructivi și funcționali ai MAI.....	41
3. CICLURILE TEORETICE ALE MAI ȘI COMPARAȚIA CU CICLURILE REALE.....	44
3.1. Importanța ciclurilor teoretice și diagrama indicată	44
3.2. Ciclul teoretic izocor	46
3.3. Ciclul teoretic izobar (<i>Diesel</i>).....	49

3.4. Ciclul teoretic mixt (<i>Seiliger</i>)	52
3.5. Ciclurile teoretice ale motoarelor supraalimentate	55
3.5.1. <i>Ciclul teoretic supraalimentat mixt</i>	55
3.5.2. <i>Ciclul teoretic supraalimentat izocor</i>	58
3.6. Ciclul teoretic al motoarelor în doi timpi	59
3.7. Ciclul teoretic extins (<i>Atkinson</i>)	61
3.8. Ciclul teoretic <i>Miller</i>	63
3.9. Comparația ciclurilor teoretice cu procesele reale	67
4. PARAMETRI INDICAȚI ȘI EFECTIVI AI MAI	69
4.1. Parametri indicați	69
4.2. Parametri efectivi	81
5. COMBUSTIBILI ȘI LUBRIFIANȚI PENTRU MAI	84
5.1. Combustibili pentru MAS	84
5.2. Combustibili pentru MAC	89
5.3. Lubrifianți pentru MAI	92
6. SCHIMBUL DE GAZE ÎN MAI ȘI PROCESUL DE ADMISIE	99
6.1. Admisia fluidului motor proaspăt	99
6.2. Calculul umplerii	118
6.3. Influența factorilor constructivi	123
6.4. Influența factorilor de exploatare	124
6.5. Schimbul de gaze la motoarele în doi timpi	129

7. MIȘCAREA GAZELOR ÎN INTERIORUL CILINDRULUI ȘI CAMEREI DE ARDERE.....	137
7.1. Turbulența.....	137
7.2. Mișcarea de rotație în jurul axei cilindrului – <i>SWIRL</i>	139
7.3. Mișcarea radial-interioară în apropierea PMS – <i>SQUISH</i>	142
7.4. Mișcarea de rotație în jurul unei axe ortogonale pe axa cilindrului – <i>TUMBLE</i>	143
7.5. Curgerea gazelor prin interstiții și spații înguste	144
8. PROCESUL DE COMPRIMARE	147
8.1. Comprimarea și aspectele specifice acesteia.....	147
8.2. Calculul comprimării	152
9. PROCESUL DE ARDERE	153
9.1. Aspecte generale cu privire la arderea în MAI.....	153
9.2. Arderea în MAS	159
9.2.1. <i>Factori de influență asupra vitezei de ardere</i>	164
9.2.2. <i>Formele de ardere anormală la MAS și factori de influență</i>	166
9.2.3. <i>Poluanții tipici și geneza lor la MAS</i>	170
9.3. Arderea în MAC.....	171
9.3.1. <i>Modelul explicativ al arderii la MAC</i>	178
9.3.2. <i>Procesul arderii la MAC și etapele acestuia</i>	179
9.3.3. <i>Influența factorilor constructivi și de exploatare asupra arderii la MAC</i>	183
9.3.4. <i>Poluanții tipici și geneza lor la MAC</i>	188

10. PROCESUL DE DESTINDERE.....	190
10.1. Principalii factori de influență asupra procesului destinderii	193
10.2. Calculul destinderii.....	194
11. PROCESUL DE EVACUARE.....	196
11.1. Evacuarea și aspectele specifice acesteia	196
11.2. Calculul evacuării	201
12. ECHILIBRAREA MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ.....	203
12.1. Elemente de cinematica mecanismului motor	203
12.2. Forța de presiune a gazelor.....	205
12.3. Forțele de inerție.....	206
12.4. Rezultanta forțelor și mecanismul motor	209
12.5. Stabilirea ordinii de aprindere și determinarea suprapunerii destinderii	210
12.6. Echilibrarea motoarelor cu diferite configurații ale cilindrilor	211
13. CARACTERISTICILE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ	217
13.1. Definiția și importanța caracteristicilor MAI.....	217
13.2. Caracteristici de reglaj.....	218
13.3. Caracteristici funcționale	226
BIBLIOGRAFIE	240

LISTA DE PRESCURTĂRI, NOTAȚII ȘI ABREVIERI

\dot{m}_c	Debitul de combustibil
\bar{v}_p	Viteza medie a pistonului
\dot{L}	Puterea produsă
AC	Amestecul aer-combustibil
ACEA	<i>Association des Constructeurs Européens d'Automobiles</i>
A_p	Aria pistonului
API	<i>American Petroleum Institute</i>
AT	Admisia teoretică
c	Inițierea arderii
c_a	Cantitatea de aer
CC	Cifra cetanică
c_e	Consumul specific efectiv de combustibil
c_i	Consumul specific indicat de combustibil
C_h	Consumul orar de combustibil
C_mH_n	Hydrocarburile pierdute pe evacuare

Procesul evacuării gazelor arse din cilindru

CO	Cifra octanică
CSA	Consumul specific de aer
CT	Comprimarea teoretică
D	Alezajul Destinderea în cilindru
d	Dozajul
dlb	Deschiderea luminilor de baleiaj
dle	Deschiderea luminilor de evacuare
dsa	Deschiderea supapei de admisie
dse	Deschiderea supapei de evacuare
DT	Destinderea teoretică
E	Coeficient de elasticitate a motorului Energie
ECU	<i>Electronic Control Unit</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recycle</i>
ET	Evacuarea teoretică
ETS	<i>Emission Trading System</i>
EV	<i>Electric Vehicle</i>

Fenomene, procese și caracteristici tipice motoarelor cu ardere internă

F	Forța
F_g	Forța de presiune a gazelor
F_{it}	Forțele de inerție
g	Accelerația gravitațională
GPL	Gaz petrolier lichefiat
HCCI	<i>Homogenous Charge Compression Ignition</i>
HEV	<i>Hybrid Electric Vehicle</i>
i	Numărul de cilindri
ID	Indicele <i>Diesel</i>
IPPC	Panelul inter-guvernamental pentru schimbări climatice
îlb	Închiderea luminilor de baleiaj
île	Închiderea luminilor de evacuare
îsa	Închiderea supapei de admisie
îse	Închiderea supapei de evacuare
îu	Începerea umplerii
k	Exponentul adiabatic
K	Coeficient de adaptabilitate Kelvin

Procesul evacuării gazelor arse din cilindru

L	Lucrul mecanic Penetrația jetului de combustibil
l	Lungimea bielei
L_{min}	Aerul minim necesar arderii
L_t	Lucrul mecanic produs de mașina termică
m	Masa
MAI	Motor cu ardere internă
M_e	Momentul efectiv
M_i	Momentul indicat
M_m	Momentul motor
M_r	Momentul de răsturnare
n	Turația Exponentul politropic
N	Număr de kilomoli
n_M	Turația de moment maxim
n_n	Turația nominală
NO_x	Oxizii de azot
°RAC	Grade rotație arbore cotit

Fenomene, procese și caracteristici tipice motoarelor cu ardere internă

p	Presiunea
P₀	Presiunea atmosferică
PA	Procesul admisiei
p_a	Presiunea la admisie
PArd	Procesul arderii
PC	Procesul comprimării
PD	Procesul destinderii
PE	Parlamentul European
P_e	Puterea efectivă
p_e	Presiunea medie efectivă
PE	Procesul evacuării
P_{ec}	Puterea efectivă continuă
P_{ei}	Puterea efectivă intermitentă
PHEV	<i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i>
P_i	Puterea indicată
p_i	Presiunea medie indicată
p_m	Presiunea medie a pierderilor mecanice
P_m	Puterea pierderilor mecanice

Procesul evacuării gazelor arse din cilindru

PMI	Punctul mort inferior
PMS	Punctul mort superior
p_s	Presiunea de supraalimentare
p_t	Presiunea medie a ciclului teoretic
Q^*	Încărcarea motorului
Q_1	Căldura introdusă în ciclu
Q_2	Căldura extrasă din ciclu
Q_i	Puterea calorică inferioară a combustibilului
Q_t	Căldura consumată de mașina termică
r	Raza manivelei
r_c	Raportul de comprimare
S	Cursa Suflanta
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i>
SD	Suprapunerea destinderii
t	Temperatura, °C
T	Temperatura, K Turbina

Fenomene, procese și caracteristici tipice motoarelor cu ardere internă

T_c	Temperatura sursei calde
TEP	Tetraetilul de plumb
T_r	Temperatura sursei reci
UE	Uniunea Europeană
u_n	Viteza normală a frontului de flacără
u_t	Viteza turbulentă a frontului de flacără
V	Volumul
v	Viteza
V_a	Volumul total al cilindrului
V_{ard}	Volumul arderii
V_c	Volumul camerei de ardere
V_{comp}	Volumul de comprimare
V_s	Cilindreea unitară
V_u	Volumul util de destindere
x	Deplasarea
z	Încheierea procesului arderii Punctul de maximă presiune a ciclului teoretic

Simboluri grecești

Δ	Variația unei mărimi
β_i	Unghiul de avans la inițierea injecției
β_s	Unghiul de avans la producerea scânteii electrice
δ	Unghiul de dispersie a jetului de combustibil
ε	Raportul de comprimare
ε_0	Raportul total de comprimare
ε_c	Raportul de comprimare a ciclului asimetric
ε_d	Raportul de destindere a ciclului asimetric
ε_t	Raportul de comprimare în turbină/compresor
ϕ	Unghiul de rotație al arborelui cotit Faza arderii
γ_r	Coeficientul gazelor reziduale
η_e	Randamentul efectiv
η_i	Randamentul indicat
η_m	Randamentul mecanic
η_r	Randamentul relativ
η_t	Randamentul termic

Fenomene, procese și caracteristici tipice motoarelor cu ardere internă

η_u	Coeficientul de umplere
κ	Coeficientul de sarcină
λ	Coeficientul excesului de aer Raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei
π	Creșterea de presiune la arderea izocoră
ρ	Densitatea Gradul de destindere prealabilă
τ	Timpul

INTRODUCERE. TIPURI. SCURT ISTORIC. CLASIFICARE. PERSPECTIVE

1.1. Introducere

Menirea unui motor cu ardere internă (MAI), generic numit mașină termică, este de a produce putere mecanică prin utilizarea energiei chimice a combustibilului. Arderea (mai precis reacțiile de oxidare) combustibilului are loc în interiorul motorului, adică amestecul ante – ardere (combustibil în diferite faze și aer) și produsele arderii (denumite generic în continuare gaze de ardere) constituie fluidele de lucru ale motorului. Transferul de lucru mecanic are loc ca urmare a interacțiunii directe dintre fluidele de lucru și componentele mecanice ale motorului, mai precis cele care delimitează camera de ardere. Alte tipuri de motoare cu ardere internă sunt: motorul cu reacție, motorul de rachetă, muniția tipică armelor de foc (obuze, cartușe) [14].

Pe de altă parte există și motoare cu ardere externă, în care energia necesară producerii de lucru mecanic este obținută în afara motorului. Fluidul de lucru îl constituie de obicei aburul ori gazele de ardere, obținute într-un cazan sau cameră de ardere , prin arderea de combustibil solid, lichid sau gazos. Dintre combustibilii folosiți în acest scop se amintesc: lemn, cărbune, păcură, petrol, ulei, gaz metan. Exemple de astfel de motoare: motorul cu abur, motorul *Stirling* sau turbina cu gaze.

Motoarele cu ardere internă se împart în două mari tipuri:

- Motoare cu aprindere prin scânteie (MAS), numite uneori și motoare *Otto*;
- Motoare cu aprindere prin comprimare (MAC), numite și motoare *Diesel*.

Datorită unor avantaje evidente – simplitate, robustețe, putere specifică mare, eficiență și cost relativ scăzut (experiența îndelungată și economia de scală constituie principalele motive ale scăderii costurilor) cele două tipuri de motoare menționate mai sus au o largă aplicabilitate în toate modurile de transport (rutier, feroviar, naval și aerian), precum și ca mijloace de producere a energiei electrice. De asemenea, sunt utilizate pentru antrenarea unor pompe ori pentru diferite utilaje ori agregate, cum ar fi moto cositoare, mașini de tuns iarba, fierăstraie mecanice și o largă varietate de mașini și instalații agricole.

Vasta majoritate a motoarelor cu ardere internă sunt motoare care folosesc mișcarea alternativă a pistonului în cilindru. În afara motoarelor alternative mai există și motoare cu piston rotativ, cu răspândire mult mai redusă. Motoarele cu mișcarea alternativă a pistonului în cilindru pot avea unul sau mai mulți cilindri (chiar și mai mult decât 20). Dispunerea cilindrilor, după cum se va vedea, poate fi diversă, în multe configurații, iar motoarele pot să varieze semnificativ ca mărime. Astfel, există motoare de la mici, de ordinul waților (aeromodele, navomodele) până la foarte mari, care dezvoltă mii de kilowați per cilindru, destinate aplicațiilor navale sau staționare.

În prima etapă energia chimică a combustibilului este convertită în căldură prin ardere folosind aerul curat din interiorul cilindrului pentru reacțiile de oxidare. Căldura astfel obținută este folosită pentru ridicarea

presiunii gazelor din interiorul cilindrului care, la rândul ei, exercită o forță de apăsare asupra pistonului (sau pistoanelor), generând lucru mecanic. Pistonul este pus în legătură cinematică cu arborele cotit (arborele final), care livrează energia mecanică acolo unde este necesară (ambreiaj, cuplaj, transmisie etc.).

1.2. Scurt istoric

Omenirea folosește motoare de cca. 200 de ani pe scară largă, deși primele realizări datează de aproximativ 300 de ani și sunt chiar considerabil mai vechi. În sec. I e.n. *Hero din Alexandria*¹ realizează o turbină rudimentară cu abur – *aeolipile* [16].

Dezvoltarea avansată și maturizarea motorului cu abur are loc în a doua jumătate a sec. XVIII. Primele locomotive cu abur comerciale, viabile tehnic și economic, sunt dezvoltate la începutul sec. XIX, fapt ce contribuie hotărâtor la dezvoltarea rețelei de cale ferată în mai multe țări occidentale (Anglia, Franța, Germania, S.U.A. etc.). Cam în aceeași perioadă se intensifică eforturile de dezvoltare a primelor motoare cu ardere internă, deși unele realizări pot fi datate în sec. XVII [9]. Aceste motoare cu ardere internă foloseau pentru ardere un amestec de diferiți combustibili – praf de pușcă, praf de cărbune, gaz de cărbune, care ardea în interiorul unui cilindru de mari dimensiuni, la presiune atmosferică. De reținut că nu exista cursă de comprimare înaintea arderii. Era folosit procesul de răcire a gazelor de ardere din interiorul cilindrului pentru a obține un vid parțial, în vreme ce presiunea

¹ Matematician și inginer în Egiptul roman.

atmosferică, mai mare, împingea pistonul, generând astfel lucru mecanic. De aici și denumirea de *motoare atmosferice* [14].

J. J. E. Lenoir² (1822 – 1900) a dezvoltat primul tip de motor comercial cu ardere internă (1858). Amestecul de gaz și aer era aspirat în cilindru pe durata primei jumătăți a cursei pistonului, după care se iniția aprinderea cu ajutorul unei scântei. A doua jumătate a cursei era folosită la expansiunea gazelor și, implicit, la deplasarea pistonului. Arderea avea loc la presiunea atmosferică. Ciclul se încheia cu o cursă de evacuare a cilindrului. Randamentul maxim era de 5%. Se estimează că un număr de aproximativ 5.000 de asemenea motoare au fost construite între 1860 și 1865 [14].

Nicolaus A. Otto³ (1832 – 1891) și **Eugen Langen**⁴ (1833 – 1895) au realizat un motor atmosferic în 1867 [14]. Presiunea generată prin arderea amestecului de aer – gaz de iluminat (gaz lampant) era folosită la deplasarea pistonului spre “exterior” (punctul mort inferior). În acest fel rezulta un vacuum parțial în cilindru, iar presiunea atmosferică împingea pistonul înapoi. Pistonul era conectat cinematic la un mecanism cu cremalieră astfel construit încât livra lucru mecanic la un arbore de ieșire. Admisia amestecului gaz – aer, evacuarea și aprinderea de la o sursă de flacără erau realizate cu ajutorul unui sertar culisant. Randamentul realizat al motorului se situa în jurul valorii de 11% [14]. Se estimează că au fost construite un număr de 5.000 de asemenea motoare. Designul s-a numit *Otto – Langen*. *Otto* și *Langen* au înființat o companie în parteneriat, la 31.03.1864, numită *NA Otto & Cie*, în Köln [14]; acesta a fost prima companie ce avea ca obiect de

² Inginer belgian.

³ Inginer german.

⁴ Investitor, antreprenor și inventator german, fiul unui om de afaceri din industria zahărului.

activitate numai designul și producerea de motoare cu ardere internă. Pentru a compensa neajunsurile motorului – randamentul relativ slab, mărimea și greutatea excesive, randamentul mecanic scăzut etc., *Otto* concepe un motor în patru timpi (un timp/cursa completă a pistonului): cursa de admisie, apoi cursa de comprimare, încheiată cu declanșarea arderii amestecului, cursa de destindere (cursa utilă) și, la final, cursa de evacuare a gazelor arse din cilindru. De asemenea, *Otto* a propus și folosirea unui amestec stratificat, dar asta nu a fost posibil la acea vreme [14]. Primul prototip al motorului în patru timpi a fost pus în funcțiune cu succes în 1876. Avantajele față de motorul atmosferic erau enorme: creșterea randamentului de la 11 la 14%, creșterea turației de la 90 la 160 rot/min, randamentul mecanic a crescut de la 68 la 84%, greutatea de trei ori mai mică, capacitatea cilindrică de cca. 16 ori mai mică [14]. Practic a fost realizat primul motor cu ardere internă care a stat la baza dezvoltării industriei de profil. Până în 1890 au fost construite aproximativ 50.000 de exemplare, vândute în Europa și S.U.A., ceea ce indică și succesul comercial al noului produs [14]. În 1884 a fost descoperit un brevet nepublicat din 1862 al inventatorului francez **Alphonse Beau de Rochas** (1815 – 1893), care descria principiile funcționării unui motor în patru timpi. Această descoperire a pus la îndoială originalitatea brevetului lui *Otto*, motiv pentru care în Germania acesta a fost declarat nul. Totuși, *Beau de Rochas* nu și-a pus ideile în practică, motiv pentru care *N. A. Otto* este considerat inventatorul motorului în patru timpi modern [14].

Începând cu deceniul 9 al sec. XIX diferite variante îmbunătățite, bazate pe brevetul *Otto*, au fost construite în Europa și S.U.A. Câteva nume merită a fi amintite: **Dugald Clerk** (1854 – 1913) și **James Robson** (1833 – 1913) în Anglia, **Karl Benz** (1844 – 1929) în Germania. **James Atkinson** (1846

– 1914), în Anglia, a realizat un motor care funcționa pe baza unui ciclu asimetric, în care destinderea era mai “lungă” decât comprimarea. Aceasta a condus la un randament superior, dar la vremea respectivă motorul prezenta unele vulnerabilități mecanice și randament mecanic mai scăzut [14].

În perioada amintită era cunoscută influența directă a raportului de comprimare asupra randamentului efectiv. Din cauza procesului detonației (la combustibilii vremii) rapoartele de comprimare nu depășeau valoarea de 4:1 [14]. Din cauza mai multor limitări s-au dezvoltat motoare care funcționau cu petrol foarte puțin rafinat (kerosen), cu raport de comprimare scăzut și vaporizatoare încălzite de combustibil și aprindere electrică. Un design răspândit al acestui tip de motor a fost **Hornsby – Ackroyd**, în Anglia; în număr semnificativ au fost construite și în S.U.A. Randamentul se situa între 14 și 18%. Tot în această perioadă s-au realizat progrese semnificative cu privire la carburatoare și sisteme de aprindere, ceea ce a făcut posibilă dezvoltarea motoarelor pentru tracțiune rutieră, la sfârșitul anilor 1880 [14].

Este considerată de importanță majoră pentru dezvoltarea motoarelor cu ardere internă evoluția a două domenii distincte:

- 1) Descoperirea, în 1859, a zăcămintelor de țiței în Pennsylvania și posibilitatea elaborării de combustibili potriviți pentru folosirea în motoare cu ardere internă. Până la acel moment au fost încercări cu o multitudine de combustibili – grăsime de balenă, gaz de cărbune, pulbere de cărbune, praf de pușcă etc., considerați necorespunzători și neperformanți pentru motoarele cu ardere internă. Totuși, au fost necesari mulți ani până la producerea de benzină (așa cum cunoaștem astăzi),

dar începând cu 1860 au fost disponibili combustibili tot mai performanți pentru motoarele cu ardere internă, împreună cu lubrifianți tot mai buni [14].

- 2) Anvelopa pneumatică din cauciuc, prima dată pusă în vânzare de **John B. Dunlop** în 1888, fără de care automobilul, așa cum este astăzi cunoscut, nu putea exista [15].

Este interesant de menționat că în ultimele două decenii ale sec. XIX motorul cu ardere internă era în competiție cu tracțiunea electrică și cea cu abur, dar, începând cu primii ani ai sec. XX, MAI a dobândit supremația, atât în fața motorului electric (slaba autonomie), cât și a celui cu abur (timp lung de pornire, incomod de utilizat). Costul scăzut al combustibilului petrolier a contribuit semnificativ în acest sens.

În 1892 inginerul german **Rudolf Diesel** (1858 – 1913) a patentat un motor cu ardere internă care folosea aerul comprimat în cilindru pentru aprinderea combustibilului injectat în apropierea PMS. În acest fel randamentul s-a dublat. În plus, acum se puteau folosi rapoarte de comprimare mult mai mari (acestea fiind chiar necesare pentru funcționarea noului tip de motor), fără pericolul apariției procesului de detonație. Dezvoltarea motorului cu aprindere prin comprimare i-a luat lui Diesel cinci ani, fiind realizată cu concursul resurselor puse la dispoziție de firma M.A.N. din Augsburg [14].

În paralel cu primele decenii de dezvoltare a motorului cu mișcarea alternativă a pistonului au existat preocupări intense pentru concepția și dezvoltare unui motor cu piston rotativ. Totuși, abia în 1957 **Felix Wankel**⁵

⁵ Inginer și inventator german.

(1902 – 1988) a testat primul prototip al unui asemenea motor. Merită amintit că acest tip de motor nu a căpătat tracțiune la piață din diverse motive, în principal fiind vorba de un cost mare de producție⁶ [14].

După cum s-a arătat anterior combustibilii minerali tot mai adecvați au devenit disponibili și economic fezabili în ultimele decenii ale sec. XIX. Pe fondul unei creșteri de cinci ori a cererii de benzină între 1907 și 1915 a fost nevoie de dezvoltarea de noi sorturi ale acestui combustibil, obținute din fracțiunile grele ale petrolului. Datorită muncii și inspirației lui **William Burton** (1865 – 1954) și echipei acestuia din cadrul companiei *Standard Oil Indiana S.U.A.*, a fost pus la punct un procedeu de cracare termică a fracțiunilor grele, ceea ce permis obținerea unor combustibili mai volatili [14]. Datorită punctului înalt de fierbere acești combustibili nu asigurau o pornire ușoară pe timp rece. Din fericire invenția⁷ și implementarea electromotorului a rezolvat această problemă.

Pentru uzul în cadrul fermelor cel mai folosit era kerosenul (petrolul), deoarece acest combustibil servea atât la încălzit, cât și la iluminat. Din acest motiv majoritatea primelor motoare destinate utilajelor agricole aveau carburatoare încălzite, pentru a favoriza vaporizarea combustibilului [14].

După Primul Război Mondial elaborarea combustibililor a înregistrat progrese semnificative, îndeosebi cu privire la rezistența la detonație (cifra octanică). Efectul anti detonant al **tetraetilului de plumb (TEP)** a fost descoperit la *General Motors* în 1923 [14].

⁶ Excepție notabilă firma Mazda.

⁷ Electromotorul a fost inventat de **C. Kettering** și montat inițial pe automobile *Cadillac*, inventatorul fiind motivat în acest sens de moartea unui prieten, omorât în urma unui accident ce a avut loc în timpul pornirii manuale a unui automobil [14].

În a doua jumătate a anilor 1930 **Eugene Houdry**⁸ (1892 – 1962) a descoperit că vaporii de petrol puși în contact cu un catalizator activat la o temperatură de (450-480)°C se transformă în benzină de înaltă calitate, la randamente mult superioare cracării termice [14]. Aceste descoperiri, împreună cu altele, au permis creșterea continuă a raportului de comprimare. În acest fel motoarele au devenit mai eficiente și mai răspândite.

Datorită unor motive diverse (presiunea socială creată de poluarea arealelor urbane, creșterea prețului la combustibil etc.) concepția, designul, dezvoltarea și fabricarea motoarelor cu ardere internă s-a schimbat major de-a lungul deceniilor, cu accent tot mai pronunțat pe reducerea poluării.

Poluarea cauzată de autovehicule a fost sesizată în anii 1940, în bazinul geografic Los Angeles. Profesorul **A. J. Haagen-Smit**⁹ (1900 – 1977) a demonstrat că smogul prezent în aer rezultă în urma reacției dintre oxizii de azot și hidrocarburile din gazele de ardere (la vremea acestea erau în procent mult mai mare comparativ cu motoarele de astăzi), în prezența luminii solare, rezultând astfel **smogul fotochimic** [14]. Concomitent, nivelul monoxidului de carbon era mult mai ridicat în arealele urbane. De asemenea, motoarele diesel reprezintă o sursă majoră de particule și cenușă emise în aer, împreună cu oxizii de azot și hidrocarburile nearse. Ca urmare a acestor evoluții primele norme de poluare au fost introduse în anii 1960, întâi în California, iar apoi în restul Statelor Unite ale Americii. La scurt timp au fost introduse norme de poluare în Japonia și Europa, atât pentru transporturi, cât și pentru motoare utilizate în alte aplicații. Rezultatele au fost semnificativ pozitive, reducând

⁸ Inginer mecanic francez, naturalizat în S.U.A.

⁹ Chimist olandez.

substanțial emisiile pentru ambele tipuri de motoare, MAS și MAC [14]. Datorită introducerii catalizatorilor și pe fondul îngrijorărilor legate de toxicitatea TEP, benzina neaditivată cu TEP a reapărut ca opțiune. Primele intenții de renunțare la TEP au existat în anii 1970, iar renunțarea completă, în S.U.A., a avut loc la 01.01.1993. Majoritatea țărilor europene și Japonia au renunțat în această perioadă [14].

Suplimentar poluării chimice, la MAI există și poluare fonică, sursele de zgomot fiind diverse: sistemul de evacuare și cel de admisie, ventilatorul de răcire și suprafața blocului cilindrilor. De asemenea, pot să existe curgeri de fluide și efecte gazo-dinamice, arderea din cilindri sau vibrații ale pieselor în mișcare [11]. Primele măsuri de reglementare a nivelului de zgomot al motoarelor cu ardere internă datează de la începutul anilor 1970 [14].

Creșterea constantă a cererii de petrol, incertitudinea cu privire la rezervele existente și cele viitoare, încă nedescoperite și concentrarea neuniformă a zăcămintelor de petrol la nivel global sugerează un echilibru strâns între producția și cererea globală de petrol. Din acest motiv și presiunea pentru dezvoltarea de noi motoare cu ardere internă îmbunătățite substanțial, mai cu seamă cu privire la nivelul eficienței și integrării la nivelul sistemelor mai mari. Tot în acest sens se înscriu și eforturile de dezvoltare de combustibili alternativi nepetrolieri – gaz natural, metanol, etanol și biodiesel, benzina și motorina sintetică, obținute din șisturi bituminoase sau cărbune. De asemenea, hidrogenul este considerat promițător pe termen lung, prin conținutul nul de carbon¹⁰.

¹⁰ Hidrogenul prezintă încă multe probleme nerezolvate până la nivelul de tehnologie matură.

La nivel global transportul este estimat a fi răspunzător pentru aproximativ 25% din totalul gazelor cu efect de seră, ceea ce impune dezvoltarea de soluții menite să facă motorul cu ardere internă mai eficient și mai curat.

Un subiect deosebit de actual îl constituie **electrificarea autovehiculelor**. Vehiculele hibride (*HEV – Hybrid Electric Vehicle*) folosesc o combinație de baterii, motor electric, generator și motor cu ardere internă. Următorul pas evolutiv a fost extinderea duratei de viață a bateriei și reîncărcarea parțială folosind energie electrică disponibilă la nivelul rețelei, adică vehiculele *plug-in* hibride (*PHEV – Plug-in Hybrid Electric Vehicle*); această tehnologie este actualmente disponibilă pe scară largă [14]. Unii văd electrificarea totală (*EV – Electric Vehicle*) ca un ultim pas al acestei evoluții. Dacă și când anume în viitor se întâmplă încă nu este pe deplin clar. Între timp motorul cu ardere internă trebuie îmbunătățit în continuare prin orice mijloace posibile, iar inovarea joacă și aici un rol cheie.

1.3. Clasificare

Motoarele cu ardere internă pot fi clasificate după mai multe criterii, arătate, pe scurt, în continuare.

După domeniul de utilizare: pentru automobile, camioane, autobuze (modul rutier); pentru locomotive și tracțiune feroviară (modul feroviar); pentru modul aerian (motoare *aero*); pentru utilaje sau agricultură; pentru sisteme portabile sau staționare destinate producerii de energie sau diverselor agregate (generatoare, pompe).

După configurație: cu pistoane în mișcare alternativă sau rotativă; în linie, V [22], W [23], H [18], X [24], U [21]sau radiale (în stea) [20]; cu cilindri opuși (*boxer*) [17]; cu pistoane opuse [19].

După ciclul de lucru: în patru timpi aspirate sau supraalimentate (compresor sau *turbo*); în doi timpi aspirate (baleiate în carcasă) sau supraalimentate.

După organele de control al schimbului de gaze și dispunerea acestora: în patru timpi, cu supapele în chiulasă (*I head*), supapele în blocul cilindrilor (*L head*) – motoare vechi sau mici; o supapă în chiulasă, iar cealaltă în blocul cilindrilor (*F head*) – motoare auto vechi, formatul fiind rar întâlnit; supapele în bloc, dar dispuse pe părți opuse (*T head*) – automobile de epocă [12, 14]. În doi timpi, cu baleiaj în echicurent, luminile de admisie și de evacuare (poate fi supapă de evacuare¹¹) sunt plasate la extremitățile cilindrului; cu baleiaj în contracurent (luminile și supapa de evacuare se găsesc dispuse la o extremitate a cilindrului); cu luminile opuse ori situate de aceeași parte a cilindrului. Cu sertare culisante și rotoare la motoarele de competiție sau pentru aplicații militare [3].

După combustibilul folosit: benzină, motorină, gaz natural, GPL, alcoolii (metanol, etanol), hidrogen, combustibil dual (de ex., benzină și GPL) [14].

După modul de realizare a amestecului: carburație, injecție monopunct indirectă înaintea clapetei de accelerație, injecție în galeria de

¹¹ La motoarele în doi timpi cu supapă de admisie și lumini de evacuare ridică dificultăți faptul că gazele fierbinți vin în contact cu segmentii (în interiorul carcasei) și favorizează coxarea segmentilor [11].

admisie ori în poarta supapei, după clapetă, injecție directă în cilindru, injecție duală (directă și în poarta supapei) [11].

După metoda de aprindere: cu aprindere prin scânteie, cu amestec uniform sau stratificat; cu aprinderea prin comprimare a combustibilului injectat în cilindru; cu injecție pilot de motorină în cazul motoarelor alimentate cu gaz natural [3].

După arhitectura camerei de ardere: cu cameră deschisă – disc, pană, semisferică, piston scobit etc.; cu cameră divizată – cameră secundară de turbulență sau cu ante cameră [11, 14].

După metoda de control al amestecului: controlul amestecului aer-combustibil, controlul combustibilului sau o combinație dintre cele două [11].

După numărul de cilindri: monocilindrice sau policilindrice.

După metoda de răcire: răcite cu aer, răcite cu lichid, cu circulație forțată ori naturală (convecție și radiație naturale) [3].

1.4. Perspective asupra motoarelor cu ardere internă

Subiectul schimbărilor climatice evidente din ultimele decenii este unul tot mai dezbătut, atât la nivel global, cât, mai cu seamă, la cel european. Deși lucrurile sunt suficient de clare persistă, totuși, unele întrebări, uneori incomode, privitoare la acest subiect: „Cât anume din încălzirea globală este cauzată de activitatea umană?”, „Care este demarcația dintre știință și politică?”, „Care sunt modelele și datele credibile pe care se bazează rezoluțiile politice?” și lista poate continua.

Parlamentul European a adoptat mai multe rezoluții cu impact direct asupra viitorului motoarelor cu ardere internă. Pe scurt, se dorește atingerea neutralității carbonului până în anul 2050 [25]. Această neutralitate presupune schimbarea industriilor și activităților astfel încât carbonul emis să fie, în medie, nul, cu ajutorul sistemelor naturale sau artificiale de captare și colectare. Pentru a limita creșterea globală de temperatură la 1,5°C este nevoie de atingerea neutralității carbonului până la mijlocul sec. XXI, după cum sugerează **Panelul Interguvernamental pentru Schimbări Climatice (IPPC – Intergovernmental Panel for Climate Change)**. Acest obiectiv este, de asemenea, aliniat cu angajamentele **Acordului de la Paris**, semnat de 195 de țări, inclusiv Uniunea Europeană. Țintele majore vizate prin Acordul de la Paris sunt [25]:

- Atingerea vârfului emisiei gazelor cu efect de seră cât mai curând;
- Adoptarea rapidă a măsurilor de reducere efectivă.

Colector de carbon este considerat orice sistem care absoarbe mai mult carbon decât emite. Principalii colectori naturali de carbon sunt solul, pădurile și oceanele. Potrivit estimărilor sistemele naturale de colectare reduc global între 9,5 și 11 Gt de CO₂ anual, în vreme ce emisiile au totalizat 37,1 Gt în 2007 [25]. Suplimentar, carbonul stocat în sistemele naturale, cum sunt pădurile, este eliberat în atmosferă prin incendii de pădure, schimbarea utilității/destinației solului sau exploatare forestieră¹² [25]. Până în prezent nu există sisteme artificiale de colectare a CO₂ care să prezinte eficacitate relevantă în combaterea schimbărilor climatice globale. Din acest motiv este

¹² Agricultură, în ansamblul său, este considerată una dintre sursele deloc neglijabile de emisii de gaze cu efect de seră.

considerată importantă reducerea emisiilor de carbon pentru atingerea neutralității acestuia.

Compensarea carbonului constituie o altă modalitate vizată pentru atingerea neutralității și constă în compensarea emisiilor dintr-un domeniu prin reducerea lor în alt domeniu. Acest proces poate fi desfășurat prin investiții în energii regenerabile, eficientizarea metodelor de generare a energiei ori alte tehnologii curate, generatoare de emisii scăzute de carbon. Sistemul de cote de emisii al Comunității Europene (*ETS – Emissions Trading System*) constituie un exemplu de compensare a carbonului. În esență, ETS este un sistem care obligă peste 11.000 de entități industriale la nivelul UE să dețină un permis pentru fiecare tonă de CO₂ emis [25]. Aceasta constituie un stimulent financiar pentru a polua mai puțin, costurile scad cu scăderea emisiilor. Companiile cumpără aceste permise la licitație, nivelul prețului fiind stabilit pe baza echilibrului dintre cerere și ofertă.

Uniunea Europeană este determinată în a reduce emisiile de gaze cu efect de seră cu 55% până în 2030, comparativ cu anul 1990. Printr-o rezoluție din martie 2019 Parlamentul European solicită măsuri mai ambițioase de reducere a emisiilor, pentru a face posibilă atingerea țintei de neutralitate până în 2050 [25]. Unele state europene s-au angajat legislativ, în vreme ce altele doar la nivel de politică guvernamentală asumată pentru atingerea neutralității carbonului; majoritatea țărilor și-au fixat anul 2050 pentru acest obiectiv, cu unele excepții notabile (de ex., Suedia 2045 sau Austria 2040) [25].

Autoturismele și vehiculele comerciale sub 3,5 t se estimează că emit cca. 15% CO₂ din total, la nivelul UE. Transportul este singurul domeniu în

care valorile emisiilor de CO₂ sunt mai mari decât cele din 1990. Înăsprirea reglementărilor cu privire la emisiile autoturismelor și autovehiculelor comerciale mici vor ajuta la atingerea țintelor asumate pentru 2030 și vor ajuta consumatorii să facă economii de combustibil [25].

La nivelul anului 2019 emisiile medii de CO₂ au crescut față de anul anterior, la 118,5 g CO₂/km; conform reglementărilor emisiile medii pentru autoturisme noi, începând cu anul 2021, trebuie să fie la până la nivelul de 95 g CO₂/km. Deși numărul autoturismelor electrice este în creștere rapidă, acestea dețin o cotă de piață încă relativ mică [25].

Comisia Europeană propune reducerea limitelor la nivelul anului 2021 cu 15% din 2025 și cu 30% din 2030. Noile ținte sunt exprimate în procente deoarece limita de 95 g CO₂ trebuie recalculată în conformitate cu noile teste, care reflectă mai bine condițiile reale. De asemenea, este dezirabilă atingerea unei cote de piață de 35% pentru autovehicule electrice sau hibride, până în 2030, concomitent cu aplicarea unor măsuri menite să ajute industria auto la trecerea producției pe tehnologii mai curate, pentru suportul și protecția salariaților și stimularea producției de baterii destinate vehiculelor electrice și hibride. În anul 2019 membri Parlamentului European au aprobat o propunere de reducere a emisiilor de CO₂ pentru camioane noi cu 30% până în 2030, comparativ cu nivelul din 2019 [25].

Estimările la nivel european indică faptul că transportul este răspunzător pentru aproape 30% din totalul emisiilor de CO₂, din care 72% sunt cauzate de transportul rutier. Ca parte a efortului european de reducere a emisiilor de CO₂ s-a fixat o țintă de reducere cu 60% în transporturi până în 2050, comparativ cu anul 1990 [25]. Sectorul transporturilor a scăzut viteza

de reducere a emisiilor de CO₂ în ultimii ani, iar uneori, după cum s-a arătat deja, acestea au crescut. De asemenea, consumul de combustibil se reduce tot mai greu în ultimii ani, ceea ce indică atingerea unor limite tehnice, pe de o parte, și creșterea mobilității la nivel european, pe de alta.

În domeniul economic al transporturilor emisiile sunt explicate după cum urmează: autoturismele sunt răspunzătoare pentru 60,7%, camioanele ușoare și autovehiculele comerciale mici 11,9%, camioanele mari 26,2%, motocicletele 1,2%, aviația civilă 13,4%, transportul feroviar 0,5% și transportul naval 13,6%; alte mijloace 0,5% [25].

Dacă generarea de electricitate se bazează în măsură suficientă pe surse regenerabile, cum este cazul multor state comunitare, pe durata întregului ciclu de viață vehiculele electrice emit mai puțin CO₂ decât cele cu motoare cu ardere internă. Doar în situația în care electricitatea este generată exclusiv prin arderea cărbunelui vehiculele clasice emit mai puțin CO₂ decât cele electrice [25]. Perspectiva creșterii ponderii surselor regenerabile de energie la nivel european face vehiculul electric și mai atractiv pentru atingerea țintelor propuse.

PRINCIPII DE FUNCȚIONARE A MAI. TERMINOLOGIE. PARAMETRI DE PERFORMANȚĂ, FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI AI MAI

2.1. Funcționarea de principiu a MAI și terminologie

Schema unui motor cu ardere internă este arătată în Fig. 2.1.

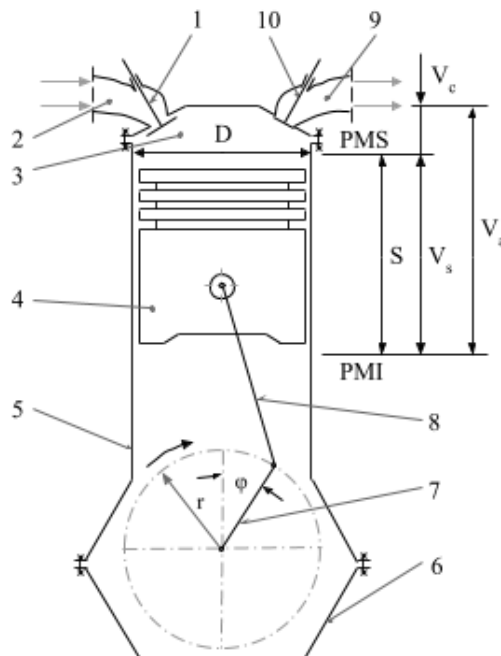


Fig. 2.1. Schița unui MAI: 1 – supapa de admisie; 2 – galeria de admisie; 3 – chiulasa; 4 – pistonul; 5 – blocul cilindrilor; 6 – carterul inferior; 7 – arborele cotit; 8 – biela; 9 – galeria de evacuare; 10 – supapa de evacuare; V_a – volumul total al cilindrului; V_c – volumul camerei de ardere; V_s – volumul generat de piston între cele două puncte moarte (cilindreea unitară).

Pistonul se deplasează între cele două puncte moarte, distanța astfel parcursă se numește **cursa pistonului (S)**. Volumul descris de piston prin deplasarea acestuia se numește **cilindreea unitară (V_s)** și se calculează cu relația [3]:

$$V_s = S \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (2.1)$$

unde D este alezajul (diametrul cilindrului) motorului.

Punctul mort superior (PMS) este punctul în care pistonul, mișcându-se spre chiulasă, schimbă direcția de mișcare, sau, mai simplu spus, punctul cel mai depărtat de arborele cotit și cel mai apropiat de chiulasă, “atins” de piston [11].

Punctul mort inferior (PMI) este punctul în care pistonul, mișcându-se spre arborele cotit, schimbă direcția de mișcare sau punctul cel mai apropiat de arborele cotit și cel mai îndepărtat de chiulasă, “atins” de suprafața superioară a pistonului (care delimitează camera de ardere) [11].

Cel mai important rol al pistonului este de a închide cilindrul, făcând astfel posibilă funcționarea motorului [11].

Volumul din cilindru care se găsește deasupra pistonului când acesta se află în PMS se numește **volumul camerei de ardere (V_c)**, iar când pistonul se află în PMI este **volumul total (V_a)**, adică [3]:

$$V_a = V_s + V_c. \quad (2.2)$$

Raportul dintre volumul maxim (V_a) și cel minim (V_c) se numește **raport de comprimare (ε sau r_c)**, acesta având valori tipice de **(8-12):1** în cazul

motoarelor cu aprindere prin scânteie și **(14 ... 22):1** pentru cele cu aprindere prin comprimare [6]:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_s}{V_c} = 1 + \frac{V_s}{V_c}. \quad (2.3)$$

În cazul motorului în patru timpi fiecare timp se realizează pe durata unei curse a pistonului, ciclul complet având nevoie, deci, de două rotații complete ale arborelui cotit.

Unghiul format de cotul arborelui cotit și axa cilindrului se numește **unghiul de rotație a arborelui cotit φ** și se măsoară în **grade rotație arbore cotit ($^{\circ}RAC$)**. Ciclul complet însemnează $720^{\circ}RAC$, adică $(4 \times 180)^{\circ}RAC$. Unghiul de rotație a arborelui cotit se poate exprima în funcție de turație cu ajutorul relației [6]:

$$\varphi = 360 \frac{n}{60} \tau = 6n\tau, ^{\circ}RAC, \quad (2.4)$$

unde: n este turația arborelui cotit, în rot/min și τ este timpul, în sec.

Sarcina motorului reprezintă puterea dezvoltată de motor și preluată de autovehicul/echipament (consumator), la un moment dat; sarcina se reglează din pedala de accelerație (autovehicule) sau maneta/comutatorul de comandă (echipamente sau agregate) [6].

Acțiunea exterioară exercitată de un consumator (autovehicul, frână pe stand, echipament, generator, pompă etc.) asupra motorului (mai precis arborele de ieșire/volant) reprezintă **încărcarea motorului**. La funcționarea în regim stabilizat încărcarea este egală cu sarcina. În caz contrar, la schimbări de turație sub încărcare, sarcina este fie mai mare, fie mai mică decât încărcarea, pe durate scurte de timp [3].

Parametri definatorii ai funcționării unui motor sunt **turația** (exprimată cel mai adesea în rot/min, concret câte rotații execută arborele cotit într-un minut) și **sarcina**. De asemenea, regimul unui motor, din punct de vedere termic, poate fi **stabilizat** sau **tranzitoriu**. Regimul stabilizat presupune lipsa variației turației, sarcinii și temperaturii pieselor motorului; în caz contrar regimul de funcționare este tranzitoriu. În aplicațiile de zi cu zi regimul tranzitoriu prezintă o importanță majoră [3].

Sarcina motorului se caracterizează prin **coeficientul de sarcină κ** definit prin raportul dintre puterea efectivă dezvoltată de motor și puterea efectivă continuă a motorului, la o turație dată (Fig. 2.2):

$$\kappa = \frac{P_e}{P_{ec}} \quad (2.5)$$

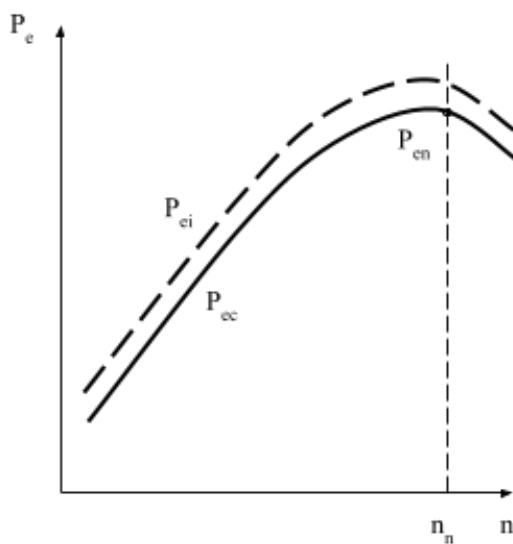


Fig. 2.2. Variația puterii efective continue și a celei intermitente pe plaja de turație a motorului [3].

Puterea efectivă continuă P_{ec} reprezintă valoarea maximă a puterii dezvoltată și susținută de motor pe termen indefinit, fără a provoca modificări sau uzuri peste limita normală a acestuia [3].

Puterea efectivă intermitentă P_{ei} este puterea care poate fi susținută de motor pentru intervale limitate de timp (de ex. 5 ... 15 min/oră), după care este necesară revenirea în regimul puterii continue [3, 11].

Puterea continuă limitată de constructor este puterea nominală P_{en} , atinsă la **turația nominală n_n** (v. Fig. 2.2).

În funcție de valoarea coeficientului de sarcină putem avea [3]:

- $\kappa = 1$ -> sarcină plină,
- $\kappa = 1,05 \dots 1,1$ -> sarcină totală,
- $\kappa = 0$ -> sarcină nulă/mers în gol,
- $0 < \kappa < 1$ -> sarcină parțială,
- $\kappa > 1$ -> domeniul suprasarcinilor.

Fluidul motor este amestecul de gaze care evoluează în cilindru. Acesta poate fi aer, amestec aer-combustibil sau gaze de ardere [3, 6, 11, 14].

Pentru motorul în **patru timpi** ciclul complet de funcționare se compune din admisie, comprimare, destindere și evacuare.

Admisia începe cu mișcarea pistonului din PMS, supapa de admisie fiind deschisă chiar înainte ca pistonul să ajungă în PMS. Mișcarea pistonului în cilindru creează un vacuum parțial, care determină umplerea cilindrului cu fluid motor proaspăt. Uzual, supapa de admisie se închide puțin după ce pistonul a trecut de PMI.

Comprimarea constă în mișcarea pistonului din PMI în PMS, ambele supape fiind închise. Scopul acestei curse este de a comprima fluidul motor, făcând posibilă arderea combustibilului din cilindru. Spre sfârșitul comprimării, înaintea PMS, este declanșată aprinderea, ceea ce conduce la o creștere rapidă de presiune și temperatură în interiorul cilindrului.

Destinderea (cursa utilă) – gazele de ardere din cilindru împing prin presiunea lor pistonul din PMS în PMI. Forța de presiune dezvoltată pe suprafața pistonului este transmisă la nivelul mecanismului motor (piston, segmenti, bolț, cilindru, blocul cilindrilor, chiulasă, bielă, arbore cotit), forțând rotația arborelui cotit. Înainte ca pistonul să ajungă în PMI supapa de evacuare se deschide, permițând astfel evacuarea gazelor de ardere din cilindru prin galeria de evacuare.

Evacuarea are ca scop golirea cilindrului de gaze arse pentru a permite reluarea următorului ciclu. Pistonul se mișcă din PMI în PMS, împingând astfel gazele arse prin secțiunea de curgere a supapei de evacuare. Se menționează că o bună parte din gazele arse părăsesc cilindrul sub acțiunea propriei presiuni, semnificativ mai mare raportat la presiunea din galeria de evacuare [6]. Pe măsură ce pistonul se apropie de PMS se deschide supapa de admisie (pentru următorul timp, adică admisia), în vreme ce supapa de evacuare este deschisă în continuare, chiar după ce pistonul a ajuns în PMS [6]. Astfel, cele două supape sunt deschise în același timp – **suprapunerea deschiderii supapelor**.

În scopul obținerii de puteri mărite la o dimensiune/cilindree dată a motorului (și pentru o construcție simplificată a mecanismului de distribuție a gazelor) a fost dezvoltat **motorul în doi timpi**. Spre deosebire de motorul

în patru timpi, care realizează o cursă utilă la două rotații complete ale arborelui cotit (720°RAC), motorul în doi timpi realizează un ciclu complet la fiecare rotație a arborelui cotit (360°RAC). Schema unui motor cu ardere internă în doi timpi este arătată în Fig. 2.3.

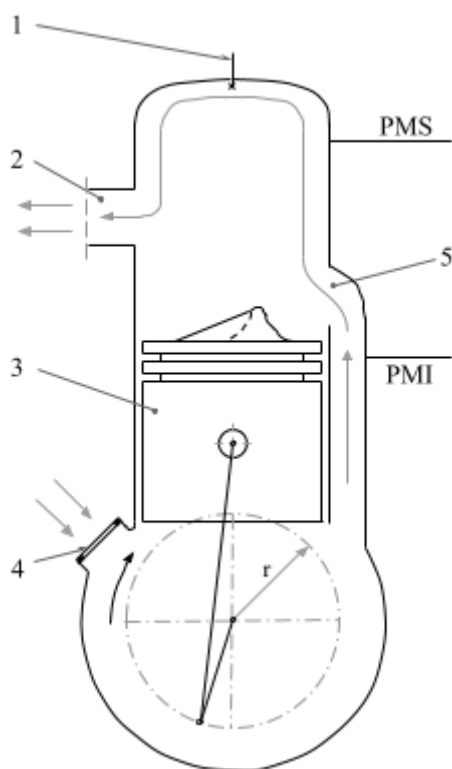


Fig. 2.3. Schema unui MAS în doi timpi [14]: 1 – bujia; 2 – luminile de evacuare; 3 – piston cu deflector; 4 – supapă unisens; 5 – luminile de admisie [14].

Cursa de comprimare – pistonul se mișcă dinspre PMI spre PMS, închizând pe rând luminile de admisie și cele de evacuare. Mișcarea ascendentă a pistonului are un dublu efect: comprimă fluidul motor din cilindru și produce un vacuum parțial în interiorul carterului motorului, în spatele pistonului. Acest vacuum va provoca curgerea de fluid motor dinspre

exterior (carburator, filtru de aer) spre interior (carter). Când pistonul ajunge spre PMS amestecul comprimat este aprins, presiunea gazelor rezultată împingând pistonul din PMS spre PMI [11].

Destinderea – presiunea gazelor de ardere exercită o forță pe suprafața pistonului, care se deplasează dinspre PMS spre PMI. Inițial se deschid luminile de evacuare, după care cele de admisie. Mișcarea “descendentă” a pistonului va crea o suprapresiune în interiorul carterului, supapa unisens opunându-se curgerii amestecului/aerului spre exterior. Astfel, amestecul proaspăt din carter este împins în cilindru prin luminile de admisie. Poziția luminilor de admisie și evacuare, precum și forma capului pistonului sunt alese de așa manieră încât să împiedice curgerea amestecului proaspăt din luminile de admisie direct în cele de evacuare. În acest fel este asigurată „spălarea” interiorului cilindrului de gazele reziduale, ceea ce permite o mai bună umplere cu amestec proaspăt [11].

Dificultatea, în cazul motoarelor în doi timpi, constă în imposibilitatea de a umple complet cilindrul cu amestec proaspăt, adică umplerea este inferioară motoarelor în patru timpi. Oricum o parte din amestecul proaspăt ajunge în traseul de evacuare, ceea ce duce la pierderi de randament și concentrații relativ mari ale poluanților în gazele de evacuare [14].

2.2. Principalii parametri de performanță, constructivi și funcționali ai MAI

Parametri de performanță principali ai motoarelor cu ardere internă sunt descriși în continuare [3, 6, 11]:

- Randamentul de transformare a energiei chimice a combustibilului în energie mecanică;
- Consumul de combustibil raportat la unitatea de timp și puterea produsă (consumul specific efectiv de combustibil) sau la unitatea de timp (consumul orar de combustibil);
- Puterea raportată la cilindrul unitară (puterea volumică) ori la unitatea de suprafață a capului pistonului (puterea specifică);
- Masa și volumul dimensiunilor de gabarit raportate la unitatea de putere;
- Nivelul poluării chimice și sonore a motorului;
- Simplitatea concepției și fabricării, comoditatea operațiilor de mentenanță;
- Costurile cu concepția, dezvoltarea, proiectarea, fabricarea, întreținerea, exploatarea și repararea motorului;
- Siguranța pornirii și exploatării;
- Perspectivele menținerii motorului în fabricare prin modernizarea succesivă a acestuia.

Parametri constructivi [11]:

- Cilindrul unitară, V_s ;
- Cilindrul totală (litrajul) este cilindrul unitară multiplicată cu numărul de cilindri, $V_{tot} = V_s \times i$, exprimată în litri sau cm^3/in^3 ;
- Raportul de comprimare ϵ ;

Principii de funcționare a MAI. Terminologie. Parametri de performanță, funcționali și constructivi

- Pentru motorul în doi timpi se va ține seama de faptul că doar o fracțiune din cursa pistonului este utilizată la comprimare și destindere, restul este menită distribuției gazelor (închiderea și deschiderea luminilor din peretele cilindrului).

Parametri funcționali: sarcina, turația, starea termică a pieselor etc.

Cu ajutorul sarcinii și turației se exprimă puterea efectivă și cuplul motor [6].

CICLURILE TEORETICE ALE MAI ȘI COMPARAȚIA CU CICLURILE REALE

3.1. Importanța ciclurilor teoretice și diagrama indicată

Ciclurile teoretice (ideale) ale MAI constituie modele primare în baza cărora se modelează și analizează procesele reale din motor [6]. Procesele funcționale caracteristice unui motor cu ardere internă se studiază și se modelează cu ajutorul diagramei indicate, fie în coordonate $p-V$, fie în $p-\varphi$. Diagramele indicate în coordonatele amintite și corespondența dintre acestea sunt arătate în Fig. 3.1.

Se observă cu ușurință că procesele de admisie și evacuare, PA, respectiv PE, se desfășoară pe intervale mai mari față de cursele teoretice corespunzătoare, AT și ET. Cursele de comprimare (CT) și destindere (DT) au nevoie de mai multe °RAC comparativ cu procesele corespunzătoare, PC, respectiv PD.

Suplimentar, în cazul proceselor reale intervine și arderea, din punctul c în punctul z .

În scopul înțelegerii proceselor reale din cilindrul motorului se pleacă de la studiul ciclurilor teoretice, după tipul motorului.

Ciclurile teoretice vin să permită identificarea diferențelor dintre procesele reale și cele ideale din motor, care stau la baza optimizării funcționării și îmbunătățirii parametrilor MAI.

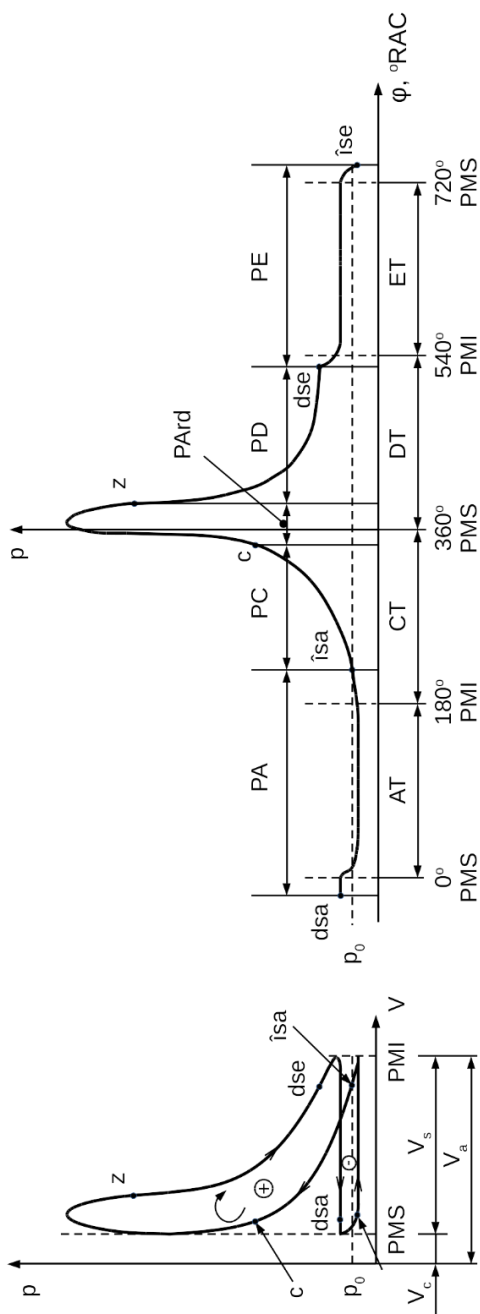


Fig. 3.1. Diagramele indicate în coordonate p-V, fie în p-φ: AT, CT, DT și ET sunt curse teoretice (între punctele moarte), iar PA, PC, PArđ, PD și PE sunt procesele reale (inclusiv arderea) [3].

3.2. Ciclul teoretic cu ardere izocoră

Acest ciclu teoretic este asociat funcționării motoarelor cu aprindere prin scânteie și este construit în baza premisei că arderea rapidă are loc la volum constant ($V_{ardere} = const.$); diagrama indicată și ciclul teoretic sunt indicate în Fig. 3.1.

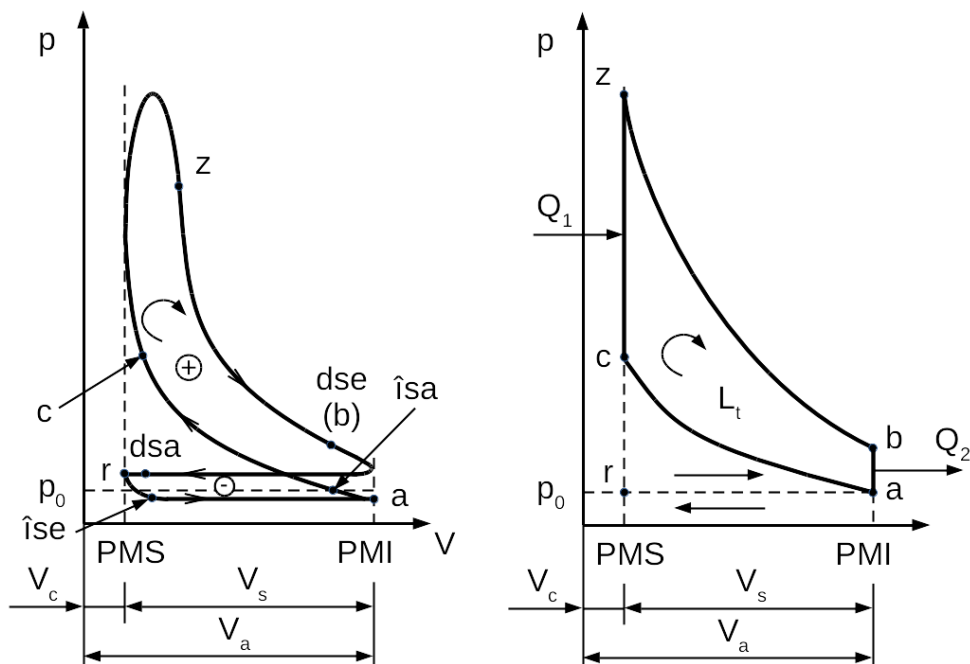


Fig. 3.1. Diagrama indicată și ciclul teoretic izocor [3].

Într-un motor aspirat real supapa de admisie se deschide cu avans față de PMS (punctul marcat *dsa* pe diagrama indicată), iar amestecul proaspăt pătrunde în cilindru datorită depresiunii create de deplasarea pistonului din PMS în PMI. După închiderea supapei de admisie (punctul *îsa* pe diagrama indicată) amestecul este comprimat, după care este declanșată scânteia electrică (punctul *c*). Arderea are loc din *c* în *z*, urmată de

destinderea gazelor (cursa utilă), până în punctul b (dse), când se deschide supapa de evacuare [6]. Evacuarea durează până la închiderea supapei de evacuare, după care ciclul se reia.

Ciclul ideal este compus din comprimarea adiabatică $a-c$, arderea izocoră $c-z$, destinderea adiabatică $z-b$ și evacuarea izocoră $b-a$. Pe arderea izocoră se consideră că este introdusă în motor căldura Q_1 , iar pe evacuarea $b-a$ are loc cedarea de căldură Q_2 spre mediul ambiant [3]. Ciclul ideal izocor se analizează cel mai convenabil sub aspectul randamentului termic și presiunii medii a ciclului [6].

Randamentul termic se exprimă inițial prin formula tipică ciclului *Carnot* (Principiul II al termodinamicii) [3]:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_t} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{\text{evacuare}}}{Q_{\text{ardere}}}. \quad (3.1)$$

Într-o transformare adiabată sunt valabile următoarele relații [11]:

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k; \quad T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}, \quad (3.2)$$

unde k este exponentul adiabatic al fluidului motor; orientativ, pentru un amestec de gaze asemănător aerului $k = 1,4$ [6].

Transpunând ciclului teoretic, cu utilizarea raportului de comprimare $\varepsilon = V_a/V_c$ se poate scrie [3, 6]:

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} = T_a \varepsilon^{k-1}. \quad (3.3)$$

Considerând că pe durata ciclului se arde la volum constant 1 kg de combustibil și aerul necesar, masa fluidului motor va fi [6]:

$$m = m_c + m_a = 1 + \lambda L_{min} [kg], \quad (3.4)$$

unde L_{min} este aerul minim teoretic arderii, iar λ reprezintă coeficientul excesului de aer.

Căldura degajată este dată de puterea calorică inferioară a combustibilului folosit ($Q_{inf} = 41.800 \text{ kJ/kg}$ pentru benzină) și servește la variația energiei interne pe izocora $c-z$, adică [6]:

$$Q_1 = (1 + \lambda L_{min}) c_v (T_z - T_c), \quad (3.5)$$

unde c_v este căldura specifică la volum constant. Pentru comoditatea scrierii se notează $(1 + \lambda L_{min}) c_v = B$.

Din ecuația (3.5) și cu notația de mai sus rezultă:

$$T_z = T_c + \frac{Q_1}{B}. \quad (3.6)$$

Pe de altă parte, variația energiei interne pe izocora $b-a$ este:

$$Q_2 = B(T_b - T_a). \quad (3.7)$$

Din legea adiabatei avem [11]:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (3.8)$$

Iar din ecuația (3.7) se obține:

$$T_b = T_a + \frac{Q_2}{B}. \quad (3.9)$$

Înlocuind T_z din ecuația (3.6) în (3.8) și egalând cu (3.9) rezultă:

$$\frac{T_c + \frac{Q_1}{B}}{\varepsilon^{k-1}} = T_a + \frac{Q_2}{B}. \quad (3.10)$$

Prin exprimarea T_c din relația (3.3) în (3.10) se obține, în final:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (3.11)$$

Rezultând, prin înlocuire în (3.1), relația randamentului termic pentru ciclul izocor [3],

$$\eta_{tMAS} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (3.12)$$

Presiunea medie a ciclului teoretic caracterizează lucrul mecanic util ce se poate obține, fiind o mărime convențională (lucrul mecanic raportat la cilindrarea unitară) considerată că acționează asupra pistonului pe durata cursei de destindere, producând un lucru mecanic egal cu lucrul mecanic al ciclului [3, 6]:

$$p_{tMAS} = \frac{L_t}{V_s} = p_a \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \cdot \frac{\pi-1}{k-1} \cdot \eta_t, \quad (3.13)$$

în care lucrul mecanic al ciclului este aria $a-c-z-b-a$, V_s – cilindrarea unitară, iar $\pi=p_z/p_c$ reprezintă gradul de creștere a presiunii pe izocora de ardere $c-z$.

Se observă că presiunea medie a ciclului izocor depinde de presiunea p_a , de raportul de comprimare ε , de gradul de creștere a presiunii pe durata arderii și de randamentul termic [6]. Toți acești factori sunt corelați pozitiv cu presiunea medie a ciclului tipic MAS.

3.3. Ciclul teoretic cu ardere izobară (*Diesel*)

Acest ciclu teoretic a fost asociat primelor motoare cu aprindere prin comprimare, considerând că arderea are loc la presiune constantă ($p_{ardere} = const$). De asemenea, ciclul este tipic motoarelor cu aprindere prin

comprimare cu viteze medii mici de mișcare a pistonului sau în cazul în care combustibilul arde treptat, pe măsura injectării în cilindru [6]. În cazul acestui ciclu arderea are loc pe durata unei fracțiuni din cursa de destindere, efectul combinat al creșterii presiunii datorită arderii, pe de-o parte, și al scăderii presiunii ca urmare a deplasării pistonului din PMS în PMI, pe de alta, conduce la variație relativ mică a presiunii pe durata arderii. Diagrama indicată și ciclul teoretic izobar sunt arătate în Fig. 3.3.

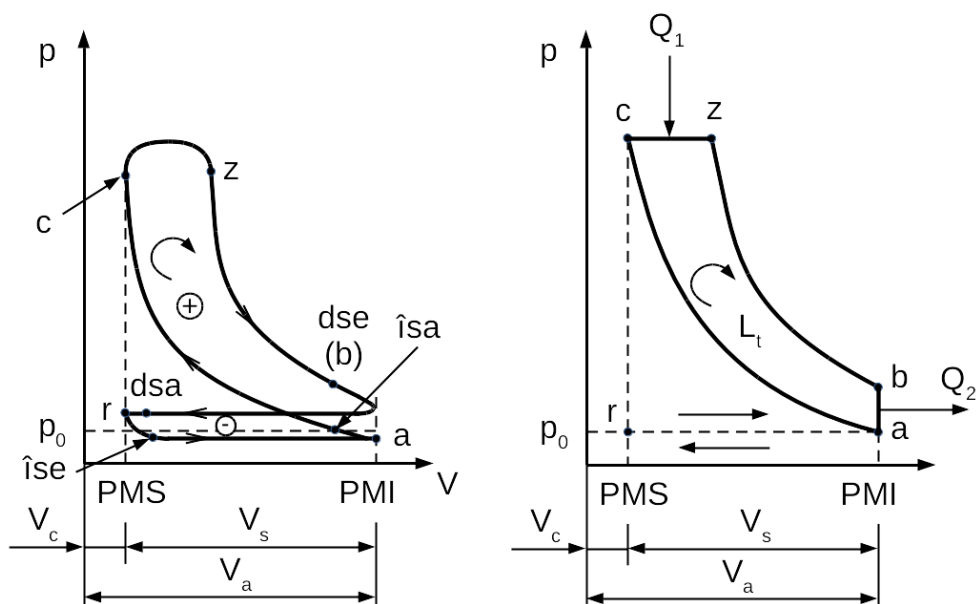


Fig. 3.3. Diagrama indicată și ciclul teoretic izobar [6].

Pentru o mai bună înțelegere acest ciclu trebuie explicat și prin perspectiva sa istorică: la începuturile motorului cu aprindere prin comprimare limitările conceptuale și, în special, cele tehnologice nu permiteau obținerea unei temperaturi suficiente pentru autoaprinderea combustibilului injectat decât la capătul cursei de comprimare, în PMS.

Dezavantajul principal al acestui ciclu este prelungirea arderii în destindere și, deci, pierderea unei fracțiuni relativ mari a energiei gazelor la deschiderea supapei de evacuare, ceea ce se traduce prin valori mai puțin favorabile ale randamentului termic exprimat cu ajutorul relației [6]:

$$\eta_{tMACp} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)}, \quad (3.14)$$

în care $\rho = V_z/V_c$ este gradul de destindere prealabilă.

Ciclul ideal este compus din comprimarea adiabată $a-c$, arderea izobară $c-z$, destinderea adiabatică $z-b$ și evacuarea izocoră $b-a$. Căldura Q_1 este introdusă pe arderea izobară $c-z$, iar cedarea căldurii Q_2 are loc pe evacuarea izocoră $b-a$.

Caracteristic acestui ciclu este acumularea unei anumite cantități de combustibil din momentul inițierii injecției până la apariția arderii (întârzierea la autoaprindere), ceea ce duce la o ușoară variație (creștere) a presiunii. Destinderea propriu-zisă are loc pe traseul $z-b$.

Analizând formula randamentului se observă creșterea acestuia cu mărirea raportului de comprimare și scăderea destinderii prealabile; prelungirea arderii în destindere conduce la temperatură și presiune ridicate a gazelor de ardere la deschiderea supapei de evacuare, deci energie cedată mediului exterior.

Presiunea medie a ciclului teoretic izobar va fi [6]:

$$p_{tMACp} = p_a \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{\varepsilon^{k-1}(\rho-1)k - \rho^{k-1}}{k-1}. \quad (3.15)$$

Mărirea presiunii medii a ciclului izobar se realizează prin mărirea presiunii de admisie, a raportului de comprimare, a gradului de destindere prealabilă și a exponentului adiabatic.

Un alt aspect important al arderii în MAC este necesitatea unui coeficient de exces de aer $\lambda > 1$, comparativ cu $\lambda = 1$ considerat la modelarea ciclului teoretic al MAS; tipic arderii izobare $\lambda = 1,5$ [3, 11].

Este de reținut faptul că temperatura maximă a ciclului izobar reprezintă aproximativ jumătate din cea atinsă la ciclul izocor, motiv pentru care randamentul termic este cu cca 30% mai mic [11]. În principiu, căldura degajată pe durata arderii izobare servește simultan la creșterea energiei interne a gazelor ΔU_{cz} și la producerea de lucru mecanic pe prima fracțiune a cursei de destindere L_{cz} , de unde și valori mai scăzute ale randamentului. De asemenea, lucrul mecanic specific (presiunea medie a ciclului) se reduce cu cca 50%, fapt explicabil prin efectul combinat al reducerii randamentului și creșterea excesului de aer necesar arderii izobare [11]. Nu în ultimul rând, ca o consecință directă a excesului de aer, temperatura maximă a ciclului este mai mică, având ca efect pierderi de căldură mai mici prin pereți și o temperatură T_b (de evacuare a gazelor) mai mică, în ciuda faptului că arderea se prelungește în destindere mai mult comparativ cu ciclul izocor [11].

3.4. Ciclul teoretic cu ardere mixtă (*Seiliger*)

Motoarele cu aprindere prin comprimare moderne, care asigură tracțiunea automobilelor și tractoarelor, funcționează după ciclul teoretic mixt. Arderea se consideră că are loc succesiv la volum și presiune constantă ($V_{ardere} = const, p_{ardere} = const$).

Din cauza timpului scurt de injecție, întârzierea la autoaprindere¹ a combustibilului injectat reclamă un avans la injecție, ceea ce se traduce printr-o primă ardere în apropiere de PMS, asimilabilă unei arderi izocore, $c-y$. În timpul întârzierii la autoaprindere combustibilul se amestecă cu aerul și dă naștere unor zone cu dozaj potrivit arderii. Restul dozei de combustibil este injectată în prima fracțiune a cursei de destindere, arderea având loc pe măsura injectării combustibilului, cu deplasarea pistonului din PMS spre PMI; această ardere este considerată izobară, $y-z$ [11]. Diagrama indicată și ciclul teoretic sunt arătate în Fig. 3.4.

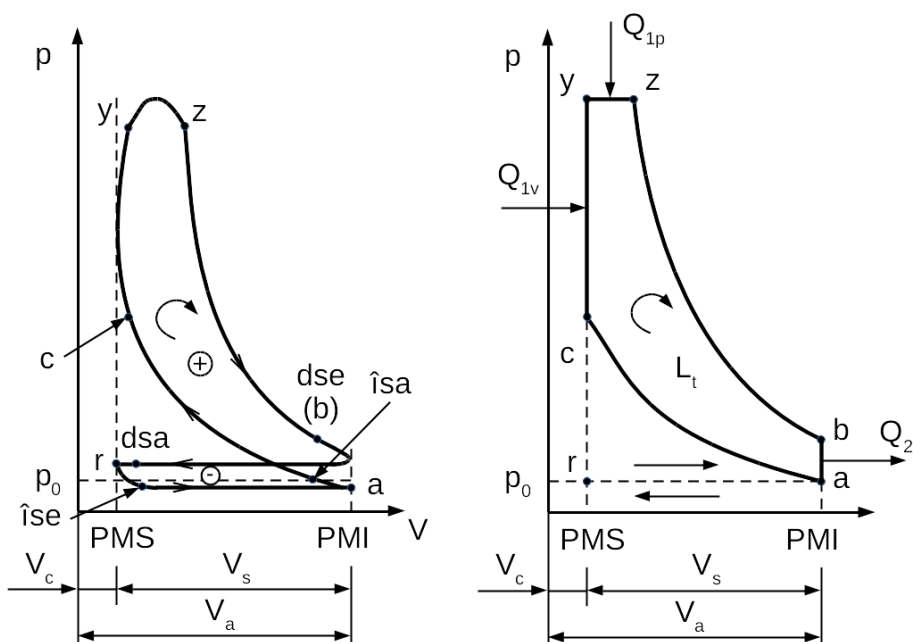


Fig. 3.4. Diagrama indicată și ciclul teoretic mixt [11].

¹ Durata, măsurată în °RAC, dintre începutul injecției de combustibil în cilindru și apariția primelor nuclee de flacără.

Injecția cu avans față de PMS (punctul c pe diagrama indicată) a devenit posibilă doar odată cu perfecționarea tehnologică și de concepție aplicată la realizarea pistoanelor, segmentilor și cilindrilor, permițând astfel atingerea temperaturii necesare autoaprinderii combustibilului înaintea ajungerii pistonului în PMS.

Aportul de căldură la volum constant Q_{1v} conduce la presiuni maxime ale ciclului mai mari decât în cazul ciclului izobar.

Randamentul termic este descris cu ajutorul relației [3]:

$$\eta_{tMACm} = 1 - \frac{\pi \cdot \rho^{k-1}}{(\varepsilon^k - 1)[(\pi - 1) + k \cdot \pi(\rho - 1)]} \quad (3.16)$$

Se observă creșterea randamentului termic cu creșterea raportului de comprimare, cu mărirea exponentului adiabatic, cu creșterea gradului de creștere a presiunii π și cu micșorarea gradului de destindere prealabilă ρ .

Presiunea medie a ciclului teoretic mixt [3]:

$$p_{tMACm} = p_a \frac{\varepsilon^k [(\pi - 1) + k \cdot \pi(\rho - 1)]}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \cdot \eta_{tMACm} \quad (3.17)$$

Parametri π și ρ ai ciclului au valori intermediare raportat la ciclurile precedente, izocor și izobar, adică [11]:

$$1 < \pi_{mixt} < \pi_{izocor},$$

$$1 < \rho_{mixt} < \rho_{izobar}.$$

O problemă a ciclului mixt o constituie optimizarea aportului de căldură prin arderea izocoră Q_{1v} și cea izobară, respectiv parametri π și ρ [3, 6]. Relația de legătură dintre π și ρ pleacă de la formula [3]:

$$Q_{1v} + Q_{1p} = c_v(T_y - T_c) + c_p(T_z - T_y). \quad (3.18)$$

Folosind definiția exponentului adiabatic k , π și ρ se obține:

$$Q_{1v} + Q_{1p} = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [(\pi - 1) + k \cdot \pi(\rho - 1)]. \quad (3.19)$$

Aranjând convenabil termenii:

$$\frac{Q_{1v} + Q_{1p}}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} = (\pi - 1) + k \cdot \pi(\rho - 1). \quad (3.20)$$

Considerând aportul de căldură, per ciclu mixt, constant, adică $(Q_{1v} + Q_{1p}) = const.$, precum și T_a , $\varepsilon = const.$, rezultă [3]:

$$(\pi - 1) + k \cdot \pi(\rho - 1) = const. \quad (3.21)$$

3.5. Ciclurile teoretice ale motoarelor supraalimentate

3.5.1. Ciclul teoretic supraalimentat mixt

Supraalimentarea unui motor cu ardere internă constă în mărirea presiunii de admisie ($p_s > p_0$) în vederea creșterii masei fluidului motor proaspăt prin mărirea densității specifice. Procedeele și configurațiile posibile sunt multiple și se pot aplica atât la MAC cât și la MAS. Procedul supraalimentării datează din perioada interbelică, fiind folosit la motoare de aviație, în special pentru aplicații militare. Principial, supraalimentarea se poate realiza în trei moduri distincte: **turbo – supraalimentare**, în care o parte din energia gazelor de evacuare este recuperată prin destinderea acestora în paletele unei turbine, care antrenează o suflantă, în scopul ridicării presiunii de admisie; **supraalimentare prin compresor**, procedeu care folosește un compresor antrenat mecanic de la arborele cotit al motorului; **supraalimentarea gazodinamică (acustică)**, prin care undele de

presiune generate în colectoare și galerii sunt folosite la comprimarea fluidului motor². Cele mai răspândite procedee sunt prin turbo și compresor [12]. Antrenarea se face cel mai adesea prin curea sau angrenaj cu rapoarte mai de transmitere sau, în cazuri speciale, prin cuplaje hidrodinamice (motoare de aviație, care au nevoie de corelarea supraalimentării cu presiunea atmosferică). Schema turbo – supraalimentării este arătată în Fig. 3.5.

Prin prelungirea destinderii gazelor de evacuare în paletetele turbinei se introduce energie suplimentară în ciclu (lucru mecanic suplimentar), pentru aceeași căldură furnizată ciclului, motiv pentru care randamentul ciclului supraalimentat este superior celui aspirat.

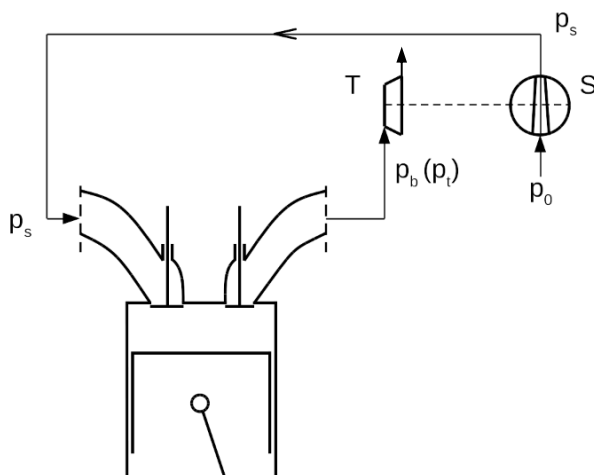


Fig. 3. 5. Schema turbo – supraalimentării: T – turbină, S – suflantă [6].

² Admisia și evacuarea sincronizată constituie un exemplu în acest sens (v. Cap. 6). O altă posibilitate este procedeul [Complex](#), care folosește presiunea din galeria de evacuare pentru comprimarea fluidului motor proaspăt în canale de curgere înguste, înainte de pătrunderii în cilindru [12].

Diagrama indicată și ciclul teoretic mixt supraalimentat sunt arătate în Fig. 3.6.

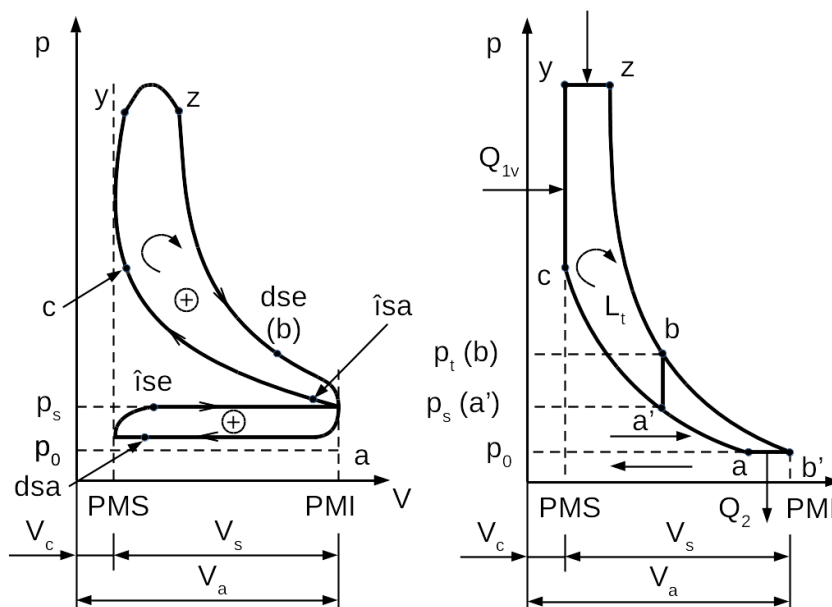


Fig. 3.6. Diagrama indicată și ciclul teoretic mixt supraalimentat [6].

Admisia în cazul ciclului cu supraalimentare poate fi considerat că începe mai devreme, în suflantă sau compresor.

Mărimile proprii unui ciclu cu supraalimentare sunt [6]: ε_0 – raportul total de comprimare; ε – raportul de comprimare în cilindru; ε_t – raportul de comprimare în suflantă/compresor. Legătura dintre aceste mărimi este dată de relația [6]:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon \cdot \varepsilon_t. \quad (3.22)$$

Temperatura gazelor la evacuarea din turbină va fi [6]:

$$T_f = T_t \cdot \rho', \quad (3.23)$$

unde ρ' reprezintă gradul de destindere izobară în paletele turbinei.

Considerând $\pi(\rho/\rho')^k = 1$ și raportul total de comprimare din relația (3.22), relația de calcul a randamentului termic al ciclului în discuție va fi [6]:

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho'-1}{(\pi-1)+k \cdot \pi(\rho-1)}. \quad (3.24)$$

Dacă ciclul este unul cu ardere izobară, pentru $\pi = 1$ și $\rho = \rho'$ randamentul termic va fi de forma [6]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}. \quad (3.25)$$

Presiunea medie a ciclului teoretic cu supraalimentare va fi [6]:

$$p_t = p_a \frac{1}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} [(\pi-1) + k \cdot \pi(\rho-1)] \cdot \eta_t, \quad (3.26)$$

unde η_t este expresia randamentului ciclului teoretic, oricare ar fi acesta (izocor, izobar sau mixt).

3.5.2. Ciclul teoretic supraalimentat izocor

Odată cu tendința de *downsizing*³ manifestată de un număr de ani tot mai multe motoare cu aprindere prin scânteie sunt supraalimentate, cel mai adesea prin turbo-suflantă. Principial, diferența față de ciclul mixt

³ Reducerea dimensiunilor fundamentale ale motorului cu păstrarea performanțelor energetice.

supraalimentat anterior tratat constă în aportul de căldură (arderea doar izocoră), la nivel teoretic termodinamic supraalimentarea decurgând la fel.

Expresia randamentului ciclului izocor supraalimentat va fi (considerând $\rho = 1$) [6]:

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho'-1}{\pi-1}. \quad (3.27)$$

3.6. Ciclul teoretic al motoarelor în doi timpi

Considerând cei patru timpi ai ciclurilor teoretice studiate anterior timpii comprimării prealabile a fluidului motor proaspăt (care asigură valori superioare ale randamentului termic) și cel al destinderii (necesar generării de lucru mecanic util) sunt considerați indispensabili [11]. Prin eliminarea admisiei și evacuării forțate ca timpi distincți devine posibilă funcționarea motorului în doar doi timpi (v. Cap. 1), ciclul complet (și, deci, cursa utilă) fiind realizat la fiecare rotație a arborelui cotit. Această soluție este posibilă folosind funcția de pompă a pistonului, acesta din urmă îndeplinind și funcția de organ de comandă a distribuției gazelor în cilindru prin descoperirea progresivă a luminilor de evacuare și admisie, precum și prin forma profilată a acestuia. Adeseori motoarele în doi timpi sunt prevăzute cu sisteme menite să asigure supraalimentarea (pentru secundarea funcției de pompă a pistonului și un mai bun proces de schimbare a gazelor).

Cele mai mici și cele mai mari motoare cu ardere internă sunt aproape întotdeauna motoare în doi timpi. Cele mai mici (fierăstraie cu lanț, suflante pentru frunze uscate etc.) au o greutate redusă și sunt ieftine deoarece sunt simple, lipsesc supapele și restul mecanismului de distribuție a gazelor.

Motoarele cele mai mari, care funcționează la turații scăzute, au nevoie de mersul liniștit tipic unei curse utile la fiecare rotație a arborelui cotit.

Odată cu a doua jumătate a anilor 1980 mai mulți producători de motoare au inițiat proiecte de dezvoltare a unor motoare în doi timpi perfecționate⁴. Reglementările privitoare la emisia de noxe din anii 1990 au condus la oprirea acestor proiecte de dezvoltare a motoarelor în doi timpi pentru automobile⁵.

Ciclul teoretic izocor în doi timpi este arătat în Fig. 3.7, iar cel mixt în Fig. 3.8.

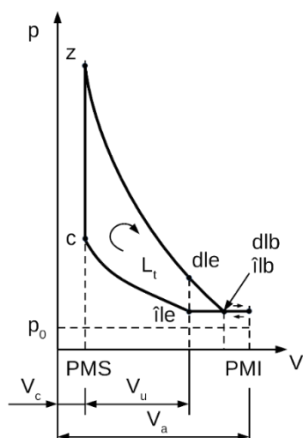


Fig. 3.7. Ciclul teoretic izocor în doi timpi: dlb, dle – deschiderea luminilor de baleiaj, respectiv de evacuare; îlb, île – închiderea luminilor de baleiaj, respectiv de evacuare [11].

⁴ Compania *Orbital* din Australia a realizat un motor în doi timpi cu injecția corelată cu debitul de aer efectiv aspirat [14].

⁵ Ultimele automobile cu motoare în doi timpi au fost fabricate până în 1990 în Republica Democrată Germană (DDR) – *Trabant*, MAS răcit cu aer, cilindreea totală 0,6 litri și *Warburg*, MAS răcit cu lichid, cilindreea totală 1,0 litri [14].

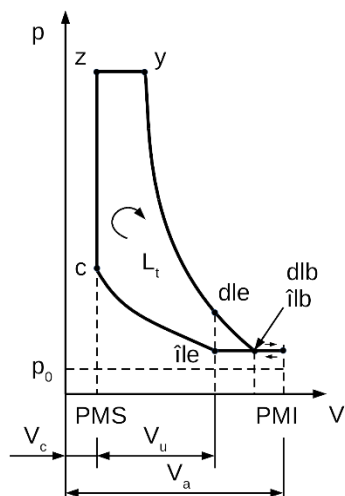


Fig. 3.8. Ciclul teoretic mixt în doi timpi [11].

Din totalul cursei pistonului doar o fracțiune (corespunzătoare închiderii luminilor de evacuare pe cursa de comprimare a pistonului, din PMI în PMS) este alocată comprimării efective a fluidului motor proaspăt, rezultând astfel **cursa utilă** (0,7 ... 0,85) din cea totală [6].

Motoarele în doi timpi și-au găsit întotdeauna locul în aplicații militare: motoare mari – nave, submarine, tancuri – MAC-uri adeseori supraalimentate sau aviație, MAC cu pistoane opuse (*Luftwaffe*).

3.7. Ciclul teoretic extins (*Atkinson*)

Deoarece ciclurile cu ardere izocoră, izobară și mixtă evacuează gazele arse la o presiune relativ mare (3 ... 5 bari [14] la deschiderea supapei de evacuare) și, deci, există o energie pierdută către mediul exterior, s-a născut ideea de a destinde gazele din cilindru până la valori apropiate de presiunea atmosferică (≈ 1 bar). În acest fel se generează un supliment de lucru mecanic, iar aria pozitivă a diagramei indicate/ciclului teoretic se

mărește, conducând la un randament termic superior. Acest ciclu teoretic se numește **ciclul cu destindere completă** sau **ciclul Atkinson**⁶.

Începând cu 1885 mai multe variante de mecanisme au fost încercate pentru a obține o destindere mai “lungă” decât comprimarea, dar un număr limitat de astfel de motoare au fost vândute, indicând eșecul acestei soluții [14]. Slaba reușită economică a fost cauzată, în principal, din două motive: construcția mecanică era complicată, cu pârghii, tije și leviere, având o slabă fiabilitate, pe de-o parte, și un slab randament mecanic, inferior unui motor cu funcționare după ciclul izocor, cauzat de nivelul ridicat al frecărilor, de pe alta [14]. Ciclul teoretic *Atkinson* este arătat în Fig. 3.9.

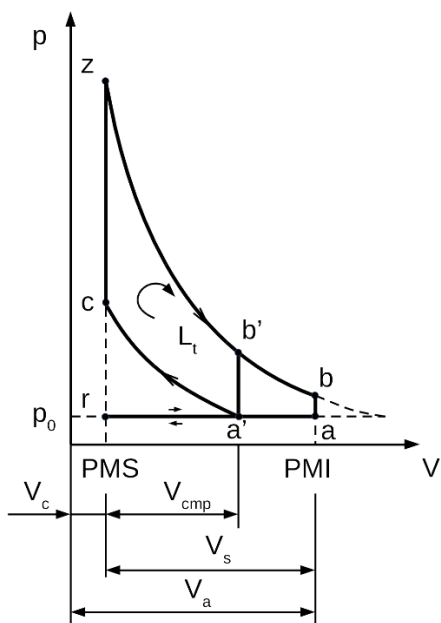


Fig. 3.9. Ciclul teoretic *Atkinson* [14].

⁶ James Atkinson (1846 – 1914), inginer britanic, a patentat ciclul care-i poartă numele în 1882.

Ciclul teoretic Atkinson se desfășoară pe conturul $r-a'-c-z-b-a-r$, iar ciclul clasic, cu ardere izocoră (*Otto*⁷) după $r-a'-c-z-b'-a'-r$.

Mărimile caracteristice ciclului Atkinson sunt **raportul de comprimare** [14]:

$$\varepsilon_C = 1 + \frac{V_{cmp}}{V_c}, \quad (3.28)$$

respectiv cel **de destindere** [14]:

$$\varepsilon_D = 1 + \frac{V_S}{V_c}. \quad (3.29)$$

3.8. Ciclul teoretic *Miller*

Din cauza motivelor expuse anterior (mecanism complicat și nefiabil, precum și randament mecanic inferior) ciclul *Atkinson* a stat la baza unui ciclu modern modificat, **ciclul *Miller***⁸. Acest ciclu teoretic prezintă, de asemenea, un raport de destindere mai mare decât cel de comprimare. Diferența majoră dintre cele două motoare care funcționează după ciclurile asimetrice în discuție o constituie faptul că ciclul *Miller* folosește o distribuție unică a gazelor, menită a obține rezultatul dorit – destinderea mai “lungă” decât comprimare.

În cazul ciclului *Miller* cursele de comprimare, respectiv destindere geometric au valori egale (spre deosebire de ciclul *Atkinson*), comprimarea

⁷ Ciclul Atkinson poate fi adaptat oricărui tip de ardere tipică MAI – izocoră, izobară sau mixtă, diferența constând doar în cursa de destindere.

⁸ R. H. Miller (1890 – 1967) inginer american.

redușă fiind realizată prin închiderea cu avans/întârziere mare a supapei de admisie.

Ciclul teoretic *Miller* este arătat în Fig. 3.10. Admisia motorului bazat pe ciclul *Miller* nu necesită clapetă de accelerație [14]. Cantitatea de aer admisă în cilindri este controlată prin închiderea supapei de admisie la un moment precis, mult înaintea (sau după) PMI (Fig. 3.10, punctul *d*).

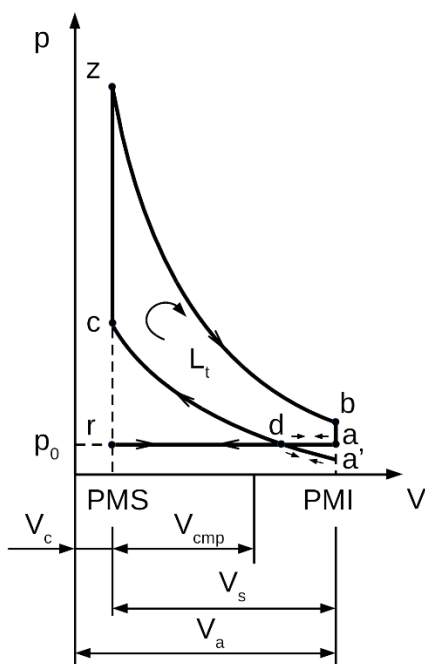


Fig. 3.10. Ciclul teoretic *Miller* pentru un MAS în patru timpi, aspirat [14].

Pe măsură ce pistonul își continuă mișcarea spre PMI, după închiderea supapei de admisie (*d*), presiunea din cilindru se reduce după curba *d-a'*. Ciclul rezultat va fi *r-d-a'-d-c-z-b-a-r*. În acest caz lucrul mecanic pe evoluția *r-d* este anulat în parte de cursa de evacuare *d-r*, procesul *d-a'* fiind anulat de procesul *a'-d* (transformarea adiabată și izentropă), iar lucrul mecanic net este aria delimitată de punctele *d-c-z-b-a-d*. Cu unele aproximații

minime cantitativ ciclul teoretic *Miller* se consideră că nu are lucru mecanic de pompaj [14].

Cursa mai scurtă de comprimare (ce se traduce prin mai puțin lucru mecanic consumat) în combinație cu destinderea prelungită (mai mult lucru mecanic produs) conduce la un lucru mecanic pozitiv mai mare per ciclu. În plus, lipsa clapetei de accelerație elimină o sursă majoră de pierderi, tipice MAS-ului după ciclul *Otto*, îndeosebi la funcționarea la sarcini parțiale [14], când pierderile prin pompaj sunt ridicate. În această privință ciclul *Miller* se aseamănă cu MAC-ul (prin lipsa clapetei de accelerație), fiind caracterizat, în final, de un randament termic superior.

O a doua posibilă soluție pentru realizarea unui MAS după ciclul *Miller* este prin închiderea supapei de admisie după PMI. În această situație, după realizarea unei curse complete de admisie, o parte din aceasta este împinsă înapoi, dând naștere la un contracurent în galeria de admisie. Ciclul teoretic va fi în acest caz $r-d-a-d-c-z-b-a-r$, iar lucrul mecanic pozitiv va fi delimitat de aria $d-c-z-b-a-r-d$ (v. Fig. 3.10).

Oricare dintre cele două soluții este aplicată, comanda închiderii supapei de admisie la un moment precis este esențială. Acest moment este variabil cu turația și sarcina motorului, motiv pentru care acest ciclu a putut fi aplicat în practică doar după dezvoltarea sistemelor cu distribuție variabilă. Primele automobile cu motoare concepute după ciclul *Miller* au fost vândute în a doua jumătate a anilor 1990 (de ex., *Audi*), tipic cu un raport de comprimare de 8:1, iar cel de destindere de 10:1 [14]. Aceste motoare foloseau ambele soluții posibile (închiderea supapei de admisie înainte și după PMI) și un sistem corespunzător de distribuție variabilă. Din acest punct

de vedere motoarele fără ax cu came și actuatori comandați electric oferă cea mai bună flexibilitate cu privire atât la momentul deschiderii cât și la înălțimea de ridicare a supapelor. Aceste sisteme este de așteptat să devină tot mai răspândite cu trecerea instalației electrice de la 12 la 42 V [14].

Ca urmare a faptului că doar o parte a cursei de comprimare este efectiv utilizată o cantitate mai mică de aer și combustibil este arsă în cilindru, rezultând o putere litrică și o presiune indicată medie mai scăzute. Pentru a combate acest efect negativ motoarele care funcționează după ciclul *Miller* sunt cel mai adesea supraalimentate, cu o presiune în colectorul de admisie de (1,5 ... 2) bari [14]. Ciclul teoretic *Miller* cu supraalimentare este arătat în Fig. 3.11.

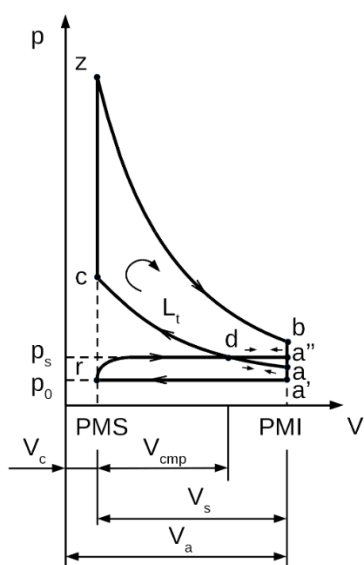


Fig. 3.11. Ciclul *Miller* pentru un MAS în patru timpi, cu supraalimentare [14].

În Fig. 3.11, pentru soluția cu închiderea supapei de admisie înaintea PMI ciclul va fi $r-d-a'-d-c-z-b-a-r$, în vreme ce închiderea supapei de admisie după PMI va da ciclul $r-d-a''-d-c-z-b-a-r$ [14].

Randamentul termic al ciclului extins *Miller* va fi [12]:

$$\eta_{tMAS\ ext} = 1 - \frac{1}{(\varepsilon\varepsilon_c)^{k-1}} \left\{ 1 + \frac{c_v T_a}{Q^*} \varepsilon_c^{k-1} [1 - k\varepsilon^{k-1} + (k-1)\varepsilon^k] \right\}, \quad (3.30)$$

unde $\varepsilon = \varepsilon_c / \varepsilon_D$ este raportul rapoartelor de comprimare, respectiv de destindere, k – exponentul adiabatic, c_v – căldura specifică la volum constant, T_a – temperatura de admisie, iar Q^* – sarcina motorului.

Se observă că randamentul depinde de încărcare, fiind maxim la încărcarea maximă a motorului [12].

Presiunea medie indicată este dată de relația [12]:

$$p_{iMAS\ ext} = p_a \left(\frac{Q^*}{c_v T_a} \right) \cdot \left(\frac{1}{k-1} \right) \cdot \left(\frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_c - 1} \right) \cdot \eta_t. \quad (3.31)$$

3.9. Comparația ciclurilor teoretice cu procesele reale

Diferențele dintre ciclurile teoretice și procesele reale sunt arătate în Fig. 3.12 (izocor – MAS) și în Fig. 3.13 (mixt – MAC).

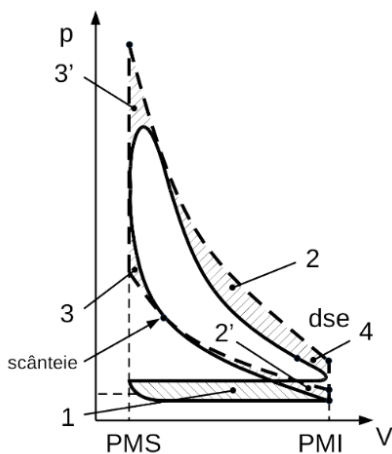


Fig. 3.12. Diferențele dintre ciclul teoretic izocor și diagrama indicată MAS [3].

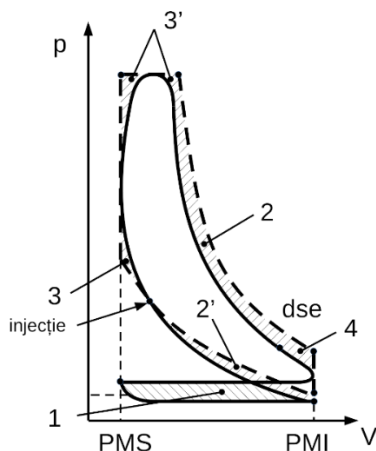


Fig. 3.13. Diferențele dintre ciclul teoretic mixt și diagrama indicată MAC [3].

Pe cursele de admisie, dar în special de evacuare, se consumă lucru mecanic (aria 1 – diagrama de pompare), pierderile fiind de **1-3%** din total [3]. Procesul de comprimare desfășurat după o transformare politropică schimbă căldură cu pereții, pierderile fiind proporționale cu aria 2'. Pierderile pe durata procesului de ardere rezultă în urma pierderilor de căldură și disociației (ariile 3 și 3'), putând atinge **4-6%** [3]. Pierderile pe cursa destinderii (aria 2) sunt cele mai mari, ajungând până la **15-20%**. Deschiderea cu avans a supapei de evacuare induce o pierdere care se regăsește în aria 4, până la **2-3%** [3].

Toate pierderile arătate reduc semnificativ randamentul termic al ciclului teoretic.

În plus, modificarea proprietăților amestecului de gaze cu temperatura (de ex., căldura specifică) fac studiul real și mai complicat [3].

PARAMETRI INDICAȚI ȘI EFECTIVI AI MAI

4.1. Parametri indicați

Parametri indicați ai unui motor cu ardere internă se raportează la suprafața pistonului, deci sunt caracteristici proceselor și fenomenelor care au loc în camera de ardere, cu influențele și specificul lor. Studiul proceselor și fenomenelor din interiorul cilindrului motorului și, deci, determinarea parametrilor indicați se realizează cu ajutorul diagramei indicate, prin trasarea graficului de variație a presiunii din cilindru pe durata unui ciclu complet, în funcție fie de volumul descris de piston în cilindru (coordonate $p-V$), fie în funcție de rotația arborelui cotit (coordonate $p-\phi$). Diagramele indicate în coordonate $p-V$, pentru un MAS, la sarcină totală, parțială și supraalimentat sunt arătate în Fig. 4.1.

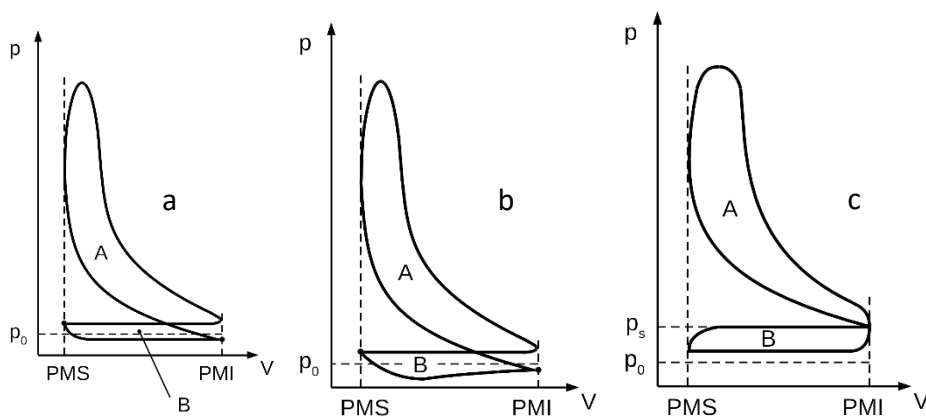


Fig. 4.1. Diagramele indicate în coordonate $p-V$ pentru un MAS: a – sarcină totală, b – sarcină parțială, c – supraalimentat, A – aria utilă, B – aria diagramei de pompaj [14].

Lucrul mecanic este mărimea de ieșire a oricărei mașini termice [11]. Pornind de la definiția fizică a lucrului mecanic, adică acțiunea forței pe o distanță, presiunea exercitată de gaze asupra pistonului generează forța cu ajutorul căreia se livrează lucru mecanic la arborele de ieșire [14]:

$$L_i = \int F \cdot dx = \int p \cdot A_p \cdot dx, \quad (4.1)$$

unde: p este presiunea din camera de ardere, A_p – aria pistonului pe care se exercită presiunea gazelor, x – distanța parcursă de piston.

Ținând cont că [12, 14]:

$$A_p \cdot dx = dV, \quad (4.2)$$

rezultă că volumul constituit din mișcarea ariei A_p pe o distanță infinitesimală dx este chiar diferențiala volumului.

Cu notațiile precedente rezultă:

$$L_i = \int p \cdot dV, \quad (4.3)$$

sau, ținând seama de integrarea pe contur [12]:

$$L_i = \oint p \cdot dV. \quad (4.4)$$

Diagrama indicată se ridică folosind un osciloscop cu ajutorul unui traductor de presiune montat în camera de ardere și un senzor electronic de poziție, montat fie pe arborele cotit, fie pe piston¹.

¹ Primele diagrame indicate se ridicau cu ajutorul unor dispozitive mecanice de imprimat, legate cinematic la mecanismul motor [14].

Presiunea medie indicată p_i reprezintă lucrul mecanic indicat al unității de cilindree [3]:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} = \frac{a}{l} \cdot m = b \cdot m \left[\frac{daN}{cm^2} \right], \quad (4.5)$$

în care: V_s este cilindreea, în cm^3 , a – aria diagramei indicate, în mm^2 , m – scara presiunilor, în $daN / (cm^2mm)$.

Aria diagramei indicate se obține prin planimetrare cu planimetrul polar, dacă este trasată sau prin integrare numerică, dacă se lucrează direct cu datele colectate, fiind echivalentă unui dreptunghi ($l \times b$) (Fig. 4.2).

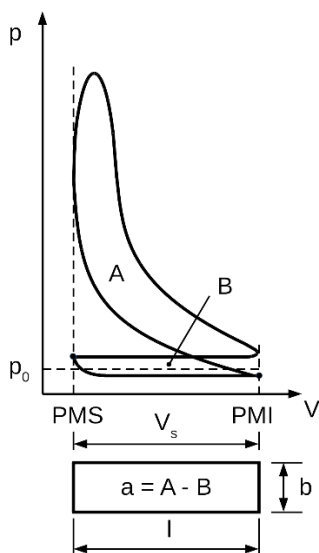


Fig. 4.2. Diagrama indicată și echivalența acesteia [3].

Conturul închis superior al diagramei indicate (A) (v. Fig. 4.1) este format de curbele de comprimare, ardere și destindere (când este generat lucrul mecanic) și se numește **lucrul mecanic indicat** [14], în vreme ce bucla inferioară (B), formată de cursele de evacuare și admisie reprezintă **lucrul**

mecanic de pompaj (care consumă din lucrul mecanic brut). Lucrul mecanic indicat net este dat de relația [14]:

$$L_{i\ net} = L_{i\ brut} + L_{i\ pompaj} = A + B. \quad (4.6)$$

Pentru un motor aspirat lucrul mecanic de pompaj este negativ, deci:

$$L_{i\ net} = L_{i\ brut} - L_{i\ pompaj} = A - B, \quad (4.7)$$

iar pentru un motor supraalimentat pompajul este pozitiv, adică:

$$L_{i\ net} = L_{i\ brut} + L_{i\ pompaj} = A + B. \quad (4.8)$$

Parametri indicați sunt practic dictați de lucrul mecanic produs de presiunea gazelor exercitată asupra pistonului, iar parametri efectivi sunt măsoarați la arborele de ieșire (volant) al motorului. Legătura dintre cele două tipuri de parametri se face prin **lucrul mecanic de frecare** (frecări, echipamente auxiliare, pompaj) (Fig. 4.3).

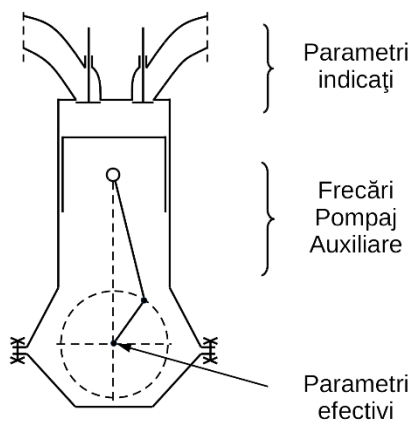


Fig. 4.3. Raportarea parametrilor indicați și efectivi și legătura dintre aceștia.

Momentul motor este practic mărimea care asigură utilitatea unui motor, mai precis abilitatea acestuia de a livra forță la roată (sau către orice alt echipament antrenat). Momentul se definește ca forța F care acționează la o anumită distanță b (brațul forței) față de un punct de interes (centrul arborelui de ieșire), fiind măsurat tipic în $(N \times m)$. Relația dintre momentul motor și lucrul mecanic efectuat pentru o rotație completă a arborelui cotit este [14]:

$$2 \cdot \pi \cdot M = L_e = \frac{p_e \cdot V_s}{\tau}, \quad (4.9)$$

unde: p_e este presiunea medie efectivă, L_e – lucrul mecanic efectiv, M – cuplul măsurat la arborele de ieșire (volant), V_s – cilindrarea unitară, τ – numărul de rotații necesare pentru efectuarea unui ciclu complet ($\tau = 2$ pentru motorul în patru timpi, $\tau = 1$ pentru cel în doi timpi).

În ecuația precedentă se folosesc mărimi efective deoarece la arborele de ieșire se generează momentul măsurat [14].

Majoritatea producătorilor urmăresc o distribuție cât mai avantajoasă a momentului pe plaja de turație a motorului, mai precis o curbă de moment cât mai aplatizată, pe un interval de turație cât mai larg. Astfel se asigură momentul maxim atât la turații joase, cât și spre zona de maximă turație. Punctul în care momentul este maxim se numește turația de **moment efectiv maxim (n_M)** (Fig. 4.4).

Cele mai multe motoare moderne au un moment motor specific maxim de $(80-110) \text{ Nm/litru cilindree}$, dar uneori valoarea poate să urce până la 140 Nm/l , uzual în jurul valorii de $(4.000 \dots 6.000) \text{ rot/min}$, la MAS [14].

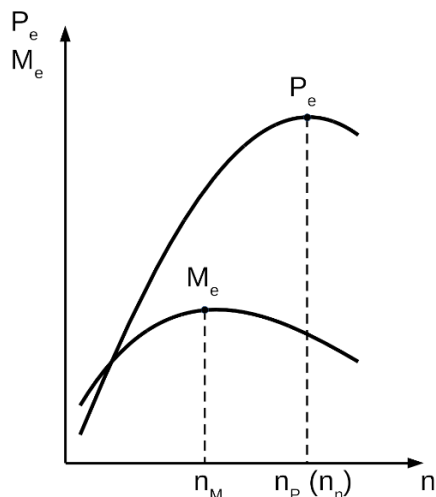


Fig. 4.4. Variația momentului și puterii pe plaja de turație a motorului [11].

Pe de altă parte puterea dezvoltată pe cilindru se obține ca derivata de timp a lucrului mecanic livrat [14]:

$$P_i = \dot{L}_i = \frac{L_i \cdot n}{\tau} = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n}{\tau} \quad (4.10)$$

Pentru un motor cu i cilindri se obține [3]:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{120 \cdot 000} \text{ [kW]}, \quad (4.11)$$

unde p_i este în daN/cm^2 , V_s în m^3 , iar n în rot/min .

Puterea indicată poate fi exprimată și în funcție de viteza medie a pistonului și aria suprafeței [14]:

$$P_i = \frac{p_i \cdot A_p \cdot \bar{v}_p}{4} - \text{motoare în 4 timpi}, \quad (4.12)$$

$$P_i = \frac{p_i \cdot A_p \cdot \bar{v}_p}{2} - \text{motoare în 2 timpi}. \quad (4.13)$$

Consumul specific de combustibil se definește cu relația [14]:

$$c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{L}}, \quad (4.14)$$

unde: \dot{m}_c este debitul de combustibil consumat de motor, iar $\dot{L} (P)$ – puterea produsă.

Dacă puterea este măsurată la arborele de ieșire se obține **consumul specific efectiv de combustibil** [14]:

$$c_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{L}_e} = \frac{\dot{m}_c}{P_e}, \quad (4.15)$$

iar dacă se folosește puterea indicată rezultă **consumul specific indicat de combustibil** [14]:

$$c_i = \frac{\dot{m}_c}{\dot{L}_i} = \frac{\dot{m}_c}{P_i}. \quad (4.16)$$

În terminologia specifică debitul de combustibil se numește **consumul orar de combustibil**, măsurat tipic în (kg/h) . Astfel rezultă în continuare:

$$c = \frac{C_h}{P} \left[\frac{kg}{kWh} \right], \quad (4.17)$$

în care puterea P este exprimată în kW . Consumul specific de combustibil se exprimă și în (g/kWh) , adică:

$$c = 1000 \cdot \frac{C_h}{P} \left[\frac{g}{kWh} \right]. \quad (4.18)$$

După cum s-a menționat anterior consumul specific indicat de combustibil și cel efectiv se relaționează prin randamentul mecanic al motorului, adică [11]:

$$c_e = \eta_m \cdot c_i. \quad (4.19)$$

Este evident că un consum specific efectiv scăzut de combustibil (punctul în care motorul produce lucru mecanic cel mai ieftin) este permanent vizat de constructorii de motoare; pentru MAS valoarea minimă medie se situează în jurul valorii de 235 (g/kWh), în vreme ce pentru MAC este de 180 (g/kWh) [3, 12].

Parametri indicați sunt influențați semnificativ de cantitatea de aer disponibilă pentru arderea combustibilului în motor (Fig. 4.5); se observă un punct de consum specific de combustibil minim corespunzător unui amestec stoechiometric, unde, pentru o anumită putere dezvoltată, motorul lucrează la eficiență maximă.

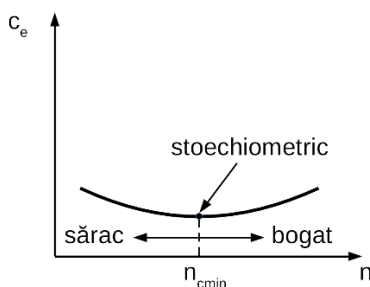


Fig. 4.5. Variația consumul specific efectiv pe plaja de turație a motorului [14].

Randamentul indicat – raportând lucrul mecanic produs la cantitatea de energie chimică conținută în combustibilul introdus per ciclu se obține randamentul sau, mai simplu spus, în ce măsură energia introdusă în motor este transformată în lucru mecanic util.

Energia chimică a combustibilului se exprimă prin masa de combustibil introdus în motor, per ciclu, multiplicată cu valoarea puterii calorice a acestuia².

Astfel, randamentul este dat de relația [12]:

$$\eta_i = \frac{\dot{L}_i}{\dot{m}_c \cdot Q_i} = \frac{P_i}{\dot{m}_c \cdot Q_i}, \quad (4.20)$$

unde L_i este lucrul mecanic indicat; Q_i – puterea calorică inferioară a combustibilului; \dot{m}_c – debitul masic de combustibil, per ciclu; P_i – puterea indicată.

Înlocuind puterea indicată din rel. (4.16) se obține [12]:

$$\eta_i = \frac{1}{c_i \cdot Q_i} = \frac{3600}{c_i \cdot Q_i}, \quad (4.21)$$

în care c_i este exprimat în (g/kWh), iar Q_i în (MJ/kg).

Se menționează faptul că, din cauza arderii incomplete, nu toată energia chimică a o combustibilului este disponibilă pentru transformare în lucru mecanic. Dacă arderea decurge normal, cu suficient aer, combustibilul arde în proporție de 95% sau mai mult, în caz contrar procentul poate să scadă semnificativ [12].

Raportul aer-combustibil – pentru a face posibilă arderea combustibilului în cilindri motorului este necesară o anumită cantitate de aer, mai concret oxigenul din aer care participă la reacțiile de oxidare.

² Puterea calorică a unui combustibil se determină calorimetric, în condiții bine definite.

Cantitatea de aer disponibilă pentru arderea combustibilului raportată la cantitatea de combustibil existentă se numește **raportul aer-combustibil AC**, fiind practic mărimea care caracterizează amestecul. Invers, raportând combustibilul la aer se obține ceea ce se numește **dozajul d**, exprimat cu relația [3]:

$$d = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{C_c}{C_a} \quad (4.22)$$

Strict din punct de vedere chimic un kg de combustibil are nevoie de o masă precisă de aer pentru ardere, raportul, în acest caz, fiind ideal (teoretic) sau **stoichiometric**. Orientativ, 1 kg de benzină (compoziția moleculară medie³ a benzinei C_7H_{23}) are nevoie de 14,9 kg de aer, iar motorina (compoziția moleculară medie $C_{13}H_{24}$) de 14,6 kg [12]. Abaterile de la raportul stoichiometric vor conduce fie la un amestec **sărac** (prea mult aer), fie **bogat** (prea puțin aer).

Raportul aer-combustibil se exprimă cu relația [14]:

$$AC = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{c_a}{c_c} \quad (4.23)$$

În care: \dot{m}_a , \dot{m}_c sunt debitele masice de aer, respectiv combustibil, iar c_a , c_c masele de aer, respectiv combustibil.

Deși $AC \approx 15$ pentru arderea stoichiometrică (la MAS), practica a arătat că arderea are loc între limitele 6 și 25. În cazul în care cerințele

³ Compoziția moleculară și aerul teoretic (stoichiometric) necesar arderii poate să difere, în funcție de o multitudine de factori. Spre exemplu, izooctanul (C_8H_{18}) are nevoie de 15,09 kg de aer la un 1 kg de combustibil [12].

energetice nu sunt mari, MAS-ul poate funcționa cu un amestec sărac, însă este nevoie de un amestec mai bogat în jurul electrozilor bujiei, pentru inițierea frontului de flacără în camera de ardere. Tipic, motoarele cu aprindere prin scânteie operează cu $AC = (12 \dots 18)$, în funcție de condițiile de lucru (pornire la rece, accelerare, croazieră etc.). Unele MAS-uri pot să funcționeze cu amestecuri foarte sărace, $AC = (25 \dots 40)$, dar sunt necesare condiții speciale cu privire la traseul de admisie și stratificarea amestecului combustibil-aer [14].

În cazul MAC-urilor $AC = (18 \dots 70)$ deoarece amestecul din cilindru este puternic neomogen, arderea fiind posibilă doar în regiunile unde amestecul nu este prea sărac sau prea bogat [14].

Se obișnuiește exprimarea raportului aer-combustibil cu ajutorul **coeficientului de exces de aer λ** :

- Pentru $\lambda = 1 \Rightarrow$ arderea are loc la amestec stoechiometric,
- $\lambda < 1 \Rightarrow$ amestec bogat,
- $\lambda > 1 \Rightarrow$ amestec sărac.

De asemenea, cantitatea de aer necesară pentru dozajul stoechiometric se notează L_{min} , rezultând aerul efectiv disponibil pentru ardere [3, 6]:

$$c_a = L = \lambda \cdot L_{min}, \quad (4.24)$$

iar coeficientul de exces de aer [3]:

$$\lambda = \frac{L}{L_{min}}. \quad (4.25)$$

Exprimând puterea indicată din rel. (4.16) și (4.17), cu substituire în rel. (4.11), se obține expresia presiunii medii indicate [3]:

$$p_i = \frac{120.000 \cdot C_h}{V_s \cdot n \cdot i \cdot c_i}. \quad (4.26)$$

Ținând cont că [3]:

$$C_h = \frac{C_a}{\lambda \cdot L_{min}}, \quad (4.27)$$

$$C_a = \frac{V_s \cdot 60 \cdot n \cdot i \cdot \rho_0 \cdot \eta_u}{2}, \quad (4.28)$$

se obține (pentru un motor în patru timpi) [3]:

$$p_i = k_0 \frac{Q_i}{L_{min}} \eta_u \rho_0 \frac{\eta_i}{\lambda}, \quad (4.29)$$

unde k_0 este o constantă, η_u – coeficientul de umplere (randamentul umplerii) al motorului cu fluid motor proaspăt (v. subcap. 6.1), ρ_0 – densitatea amestecului proaspăt.

Puterea indicată va fi [3]:

$$P_i = \frac{Q_i}{L_{min}} \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \cdot V_s \cdot i \cdot \eta_u \cdot n \cdot \rho_0, \quad (4.30)$$

iar consumul specific indicat [3]:

$$c_i = k_0 \frac{\eta_u}{p_i} \frac{\rho_0}{\lambda \cdot L_{min}}, \quad (4.31)$$

unde k_0 este o constantă. Randamentul indicat rezultă în continuare [3]:

$$\eta_i = k_0 \frac{\lambda \cdot L_{min}}{Q_i} \frac{p_i}{\eta_u \cdot \rho_0}. \quad (4.32)$$

Analizând formula presiunii indicate, raportul (Q_i / L_{min}) variază între limitele (2926 ... 2967) kJ/kg pentru combustibili petrolieri. Se observă, de asemenea, influența exercitată de coeficientul de umplere η_u și de densitatea inițială a fluidului motor la admisie, ρ_0 [3].

4.2. Parametri efectivi

Momentul livrat de motor la arborele de ieșire se măsoară pe stand, cu un dinamometru rotativ dedicat – **frâna motorului**. Motorul montat pe stand este legat printr-un arbore la frână, mai precis la rotorul acesteia (Fig. 4.6).

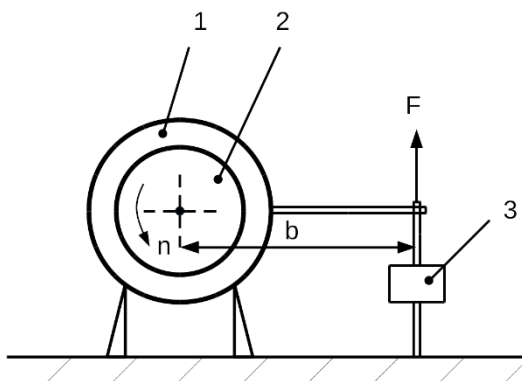


Fig. 4.6. Schema unei frâne: 1 – stator, 2 – rotor, 3 – celula de încărcare [12].

Rotorul solidar cu arborele de ieșire al motorului este cuplat hidraulic, electromagnetic sau mecanic (prin frecare) cu un stator, fixat pe lagăre de fricțiune minimă. Statorul se echilibrează cu rotorul staționar. După pornirea motorului rotorul transmite statorului momentul motor, care este echilibrat cu greutate, arcuri sau pneumatic. Inerția frânei este suficientă să surprindă suma momentelor realizate de fiecare cilindru pentru un motor policilindric.

Folosind notațiile din figura precedentă momentul, exprimat în Nm , va fi:

$$M = F \cdot b, \quad (4.33)$$

iar puterea livrată de motor va rezulta [12]:

$$P = \frac{M \cdot \omega}{t} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M, \quad (4.34)$$

în care t este timpul, în s , iar n este turația arborelui cotit, în rot/s . Folosind unități de măsură uzuale se obține [12]:

$$P = \frac{\pi \cdot n \cdot M}{30} \cdot 10^{-3} [kW], \quad (4.35)$$

unde turația este exprimată în rot/min .

După cum deja s-a indicat, parametri efectivi se măsoară la ieșirea din motor către consumatorul de putere (ambreiaj, generator, pompă, echipament etc.), legătura cu parametri indicați făcându-se prin intermediul randamentului mecanic [3]:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (4.36)$$

Rezultă mai departe [3]:

$$L_e = \eta_m \cdot L_i, \quad (4.37)$$

$$p_e = \eta_m \cdot p_i, \quad (4.38)$$

$$P_e = \eta_m \cdot P_i, \quad (4.39)$$

$$c_e = \eta_m \cdot c_i, \quad (4.40)$$

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i. \quad (4.41)$$

Valorile tipice randamentului mecanic se situează în jurul valorii de 90% pentru motoarele moderne, la turații cuprinse între 1800 și 2400 rot/min [12]. Cu creșterea turației pierderile mecanice cresc, astfel că randamentul mecanic se poziționează la aprox. 75% pentru turația maximă [12].

Randamentul efectiv reprezintă raportul dintre lucrul mecanic efectiv L_e , exprimat în kJ , și consumul de căldură Q , tot în kJ [3]:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q} = \frac{L_e}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_t} \cdot \frac{L_t}{Q} = \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_t, \quad (4.42)$$

în care: η_m este randamentul mecanic; η_r – randamentul relativ, care ține seama de mai mulți factori (pierderile de căldură prin pereți, deci transformări politropice, arderea incompletă a combustibilului etc.); η_t – randamentul termic al ciclului ideal.

COMBUSTIBILI ȘI LUBRIFIANȚI PENTRU MAI

5.1. Combustibili pentru MAS

Cerințele impuse combustibililor pentru MAS sunt diverse, de la cele calitative până la cele legate de transport și păstrare [2]:

Cerințe calitative:

- Ușurință în formarea de amestec omogen, la dozaj optim, pentru o ardere cât mai completă și o distribuție uniformă a amestecului între cilindri;
- Evaporare ușoară, dar fără formarea dopurilor de vapori;
- Tensiune superficială scăzută;
- Putere calorică adecvată pentru realizarea performanțelor energetice ale motorului;
- Rezistență la detonație;
- Să nu formeze depuneri în camera de ardere (calamină).

Transport, păstrare și curgere prin sistemul de alimentare:

- Temperatură minimă de congelare;
- Pierderi minime prin evaporare;
- Temperatură potrivită de inflamabilitate;
- Corozivitate și toxicitate reduse.

Costuri și eficiență economică:

- Costuri de producție, stocare și livrare minime;

- Disponibilitate maximă la un preț convenabil.

Compoziția fracționată – multitudinea de fracțiuni diferite care formează benzina se grupează în trei mari categorii: ușoare, medii și grele, fiecare fracțiune fiind caracterizată de un punct de fierbere (temperatură) diferit. Astfel, fracțiunile ușoare distilează la temperatura (notată t_{10}) citită pe termometrul din vasul de distilare în momentul în care 10% dintr-o probă de 100 cm³ s-a distilat. Temperatura t_{50} se citește când 50% din probă s-a distilat, reprezentând fracțiunile medii, iar t_{90} când 90% din probă este distilată, pentru fracțiunile grele. Cu t_f (temperatura finală) se notează temperatura citită când s-a distilat întreaga probă [2].

Fracțiunile ușoare în exces duc la sărăcirea amestecului, detonări slabe și, uneori, consum mărit de combustibil.

Pe de altă parte, fracțiunile grele în exces îmbogățesc prea mult amestecul și ancrasează bujiile, cresc emisiile de hidrocarburi și amplifică uzura.

Pornirea la rece, givrajul (formarea gheții în colectorul de admisie), formarea dopurilor de vapori în sistemul de alimentare, timpul de încălzire a motorului, performanțele dinamice, economicitatea, uzura, emisia de poluanți și depunerile de calamină sunt influențate de temperaturile t_{10} , t_{50} , t_{90} și t_f .

Presiunea de vapori permite aprecierea volatilității combustibilului. Vaporizarea poate avea loc în condiții statice (lipsa curgerii, cum este în rezervor) sau dinamice, în prezența curgerii combustibilului și aerului [2].

Presiunea de vapori saturați se determină la concentrația maximă a vaporilor de combustibil în aer, într-o incintă închisă, la care se stabilește starea de echilibru dinamic și se exprimă prin **presiunea de vapori Reid**.

La pornirea motorului, în special la sistemele mai vechi de alimentare (carburator), vaporizarea se produce la valori ale raportului vapori-lichid de cca (500 ... 700), iar la cald, în regim stabilizat, acest raport se situează în jurul valorii de 10.000 [2].

Formarea dopurilor de vapori (vapor lock) apare la încălzirea combustibilului în sistemul de alimentare, prin evaporarea fracțiunilor ușoare, cu un volum de (150 ... 200) de ori mai mare decât în fază lichidă [2]. Ca urmare, prin conductele de combustibil curge un amestec bifazic lichid-vapori care duce la scăderea debitului de combustibil, sărăcirea amestecului, apariția rateurilor în admisie și oprirea motorului.

Soluțiile uzuale folosite la combaterea dopurilor de vapori sunt: folosirea unor benzine cu t_{10} suficient de mare, creșterea presiunii de lucru în sistemul de alimentare și amplasarea convenabilă a conductelor de combustibil pe autovehicul și pe motor, astfel încât să fie cât mai puțin expuse surselor de căldură.

Givrajul carburatorului reprezintă fenomenul de formare de gheață pe difuzorul, pulverizatorul sau clapeta carburatorului, în condițiile unei temperaturi exterioare de $(-1 \dots 12)^{\circ}\text{C}$ și o umiditate a aerului de $(60 \dots 100)\%$ [2].

Vaporizarea combustibilului pulverizat are loc cu consum de căldură, provocând răcirea pieselor din zona de pulverizare cu aproximativ 17°C . Umiditatea din aer duce la formarea dopurilor de gheață, reducerea secțiunii difuzorului și mersul neregulat sau oprirea motorului, îndeosebi la sarcini mici și mersul în gol încet (*ralanti*). Procesul givrajului se combate prin utilizarea unor benzine cu compoziția fracționată convenabilă, utilizarea unor dispozitive de încălzire în zona difuzorului sau clapetei obturatoare sau aditivarea corespunzătoare a combustibilului.

Percolarea (pana amestecurilor bogate) apare la temperaturi ridicate în compartimentul motorului, la mersul în gol încet sau după oprirea motorului, când se formează vapori sub presiune, care forțează benzină suplimentară în aerul admis. Rezultatul este o îmbogățire excesivă a amestecului, mers neregulat, rateuri în evacuare, creșterea emisiilor de hidrocarburi și accentuarea uzurii. Imediat după funcționarea cu amestec prea bogat urmează o sărăcire a amestecului în MAS cu carburator. Percolarea apare cel mai adesea pe durata parcurșurilor urbane [2].

Căldura latentă de vaporizare reprezintă cantitatea de căldură necesară vaporizării combustibilului la formarea amestecului exercită o influență asupra debitului și densității amestecului admis în cilindri [2]. Cu cât

căldura latentă de vaporizare este mai ridicată cu atât debitul este mai redus. Căldura latentă de vaporizare a combustibilului este folosită la mărirea performanțelor energetice ale motoarelor de competiție sau pentru aplicații militare.

Densitatea absolută la o temperatură t se exprimă cu ajutorul relației [2]:

$$d_t = d^{20} - c(t - 20), \quad (5.1)$$

unde: c este un coeficient de corecție; d^{20} – densitatea la 20°C ($d^{20} \approx 0,75 \text{ kg/dm}^3$). Variații relativ mici ale densității benzinei conduc la variații de debit prin orificiile instalației de alimentare, cu sărăcirea/îmbogățirea amestecului, care se regăsește la nivelul valorilor de consum de combustibil.

Viscozitatea este de mai multe feluri, se exprimă în diferite unități de măsură și influențează în mod direct curgerea și pulverizarea combustibilului:

- Dinamică, η , [Ns/m^2];
- Cinematică, ν , [m^2/s];
- Relativă (*Engler*), E , [$^\circ E$].

Puterea calorică reprezintă căldura degajată prin arderea combustibilului, în condiții de temperatură și presiune constantă și coeficient de aer stoechiometric. Pentru benzine valoarea orientativă a puterii calorice este $Q_i = 43.932 \text{ kJ/kg}$ [2].

Cifra octanică reflectă calitățile antidetonante (rezistența la detonație) a benzinei și reprezintă procentul de izooctan dintr-un amestec de *normal-heptan* (C_7H_{16}) și *izooctan* (C_8H_{18}), care are aceeași limită de detonație ca și benzina testată. Izooctanul are cifra octanică convențională egală cu 100, fiind puternic antidetonant, iar normal-heptanul este un alcan ușor oxidabil și detonant, cu cifra octanică $CO = 0$. Sper exemplu, o benzină are o cifră octanică de 95 atunci când se comportă la detonație ca și un amestec format din 95% izooctan și 5% normal-heptan. Prin aditivare benzinele pot avea cifre octanice mai mari decât 100. Cifra octanică se determină în laborator, pe motoare monocilindrice speciale, prin metodele *Research* sau *Motor* [2].

5.2. Combustibili pentru MAC

Cerințele impuse combustibililor pentru MAC sunt uneori la fel cu cele pentru MAS, existând, evident, și diferențe, indicate mai departe [2]:

Cerințe calitative:

- Facilitarea formării unui amestec cât mai omogen;
- Asigurarea unei arderi cât mai complete;
- Funcționarea uniformă a motorului, cu emisii scăzute.

Transport, păstrare și curgere prin sistemul de alimentare:

- Temperatură minimă de congelare;
- Pierderi minime prin evaporare;

- Corozivitate și toxicitate reduse.

Costuri și eficiență economică:

- Costuri de producție, stocare și livrare minime;
- Disponibilitate maximă la un preț convenabil.

Viscozitatea – un combustibil prea vâscos formează picături pulverizate mari, care penetrează până pe peretele opus injectorului și conduce astfel la întreruperea reacțiilor de ardere și prezența aldehydelor¹ în gazele de evacuare (fum *bleu*, cu miros înțepător).

Pe de altă parte, o motorină cu viscozitatea prea redusă (fluidă) va forma picături injectate mici, jetul având o penetrație insuficientă, cu amestec bogat în apropierea orificiilor pulverizatorului [14]. Drept urmare apare fumul negru la evacuare, cauzat de un proces al arderii cu oxigen insuficient.

Uzual, viscozitatea motorinei se situează în limitele $(2,5 \dots 12) \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$. Limita maximă rezultă din posibilitatea unei injecții corespunzătoare, iar cea minimă din calitățile de lubrifiere ale echipamentului de injecție.

¹ Produse de ardere intermediare.

În afara penetrației și unghiului de dispersie (Fig. 5.1.) jetul de combustibil injectat este caracterizat și de diametrul mediu al picăturilor, mărime direct influențată de viscozitatea motorinei folosite.

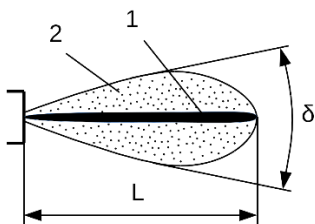


Fig. 5.1. Schema jetului de combustibil: 1 – jet lichid, 2 – anvelopa jetului, L – penetrația jetului, δ - unghiul de dispersie a jetului [3].

Tensiunea superficială influențează parametri jetului de combustibil. Pentru motorine valoarea tipică este (27 ... 30) N/mm.

Densitatea este cuprinsă în limitele $d^{20} = (0,82 \dots 0,85) \text{ kg/dm}^3$ (la temperatura de 20°C) și exercită o influență majoră asupra calității injectiei.

Compoziția fracționată influențează, la rândul ei, pornirea ușoară, economicitatea, depunerile și emisia de fum, precum și mersul liniștit al motorului. Pentru o pornire ușoară t_{50} exercită ce mai mare influență.

Cifra cetanică – procentul volumic de normal-cetan ($C_{16}H_{24}$) dintr-un amestec format din normal-cetan și alfa-metil-naftalenă, care prezintă aceeași sensibilitate la autoaprindere ca și motorina testată. Cetanul este sensibil la autoaprindere, are convențional alocată cifra cetanică $CC = 100$, în

vreme ce alfa-metil-naftalena prezintă o rezistență mare la autoaprindere, cu cifra cetică $CC = 0$.

Domeniul optim al cifrei cetică este $CC = (40 \dots 56)$.

Indicele Diesel permite aprecierea sensibilității motorinei la autoaprindere cu ajutorul relației:

$$ID = \frac{d_{API} \cdot A}{100}, \quad (5.2)$$

unde: d_{API} este densitatea motorinei, în grade API ; A – punctul de anilină, în grade F .

Temperatura de autoaprindere – temperatura la care combustibilul se aprinde în condiții de presiune și temperatură existente în cilindrul motorului, fără inițierea procesului arderii de la o scânteie ori flacără. În funcție de presiune temperatura de autoaprindere a motorinei poate să varieze în limitele $(180 \dots 410)^{\circ}C$.

5.3. Lubrifianți pentru MAI

Rolul esențial al lubrifiantului din motor este de a reduce nivelul frecărilor din cuplele de frecare ale motorului. Suplimentar, uleiul de ungere asigură răcirea diferitelor piese și ansambluri, evacuarea reziduurilor solide care rezultă în funcționarea motorului și protecție contra coroziunii.

Probabil cea mai importantă proprietate a uleiului de motor este **viscozitatea**, de ex., $5W-30$. În acest exemplu $5W$ reprezintă viscozitatea

uleiului la rece², mai precis la temperatura de $-17,8^{\circ}\text{C}$, iar 30 este viscozitatea la cald, la $98,9^{\circ}\text{C}$. Pe măsura utilizării uleiului acesta se oxidează și contaminează, având ca rezultat creștere viscozității peste limitele prescrise. Variația viscozității uleiului în timp este indicată în Fig. 5.2 și este cauzată de oxidare, contaminare și evaporarea fracțiunilor ușoare [27].

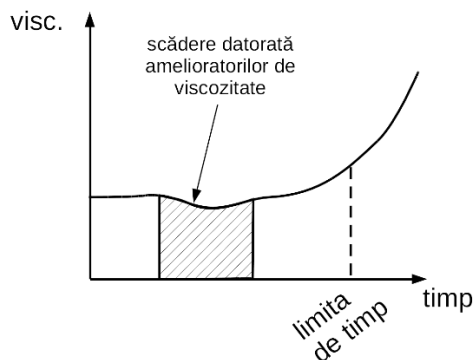


Fig. 5.2. Variația viscozității uleiului de motor în timp [27].

Uleiurile sintetice tind să-și păstreze proprietățile mai mult timp decât cele minerale.

Tipul de ulei necesar în motor este dat de producător și depinde de **starea suprafețelor și toleranțe.**

² W – winter.

Odată cu creșterea viscozității, uleiul nu mai curge corespunzător prin motor și nu reușește să lubrifice toate cuplele de frecare, îndeosebi în chiulasă, ceea ce conduce la accelerarea și accentuarea uzurii [27].

Ca o regulă generală, dacă se scade 35 din viscozitatea de iarnă se găsește temperatura minimă la care uleiul este sigur pentru motor. Spre exemplu, un ulei 15W poate fi utilizat doar la temperaturi mai mari decât -20°C [29].

Uleiurile cu indicativ de iarnă mai mic ating presiunea normală în sistemul de ungere mai repede decât cele cu cod mai mare (Fig. 5.3), cu efecte pozitive privitoare la scăderea uzurii, aceasta din urmă fiind cea mai accentuată la pornirea motorului [29].

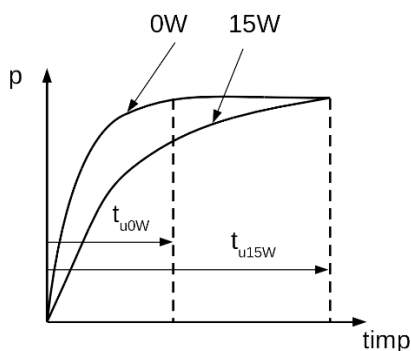


Fig. 5.3. Variația presiunii în circuitul de ungere la pornirea la rece, pentru două uleiuri diferite: t_{u0W} – timp de uzură pentru uleiul 0W (scurt și avantajos), t_{u15W} – timp de uzură prelungit [29].

Viscozitatea de iarnă este specificată din **5 în 5** (0, 5, 10, 15, 20, 25 etc.), iar cea de vară (la cald) de la **8 la 60** (8, 12, 16, 20, 30, 40, 50, 60). Cu cât numărul este mai mic, cu atât uleiul este mai puțin vâscos (subțire), la temperatura tipică viscozității la cald. Cele mai comune uleiuri de iarnă sunt *0W*, *5W* și *10W*, iar cele pentru funcționare la cald *16*, *20*, *30*, *40* [29]. Viscozitatea redusă a uleiului duce la o mai bună economicitate datorită energiei reduse necesare pomparei uleiului în circuitul de ungere al motorului și, într-o mai mică măsură, scăderii frecării în cuplele motorului.

Respectarea viscozității “calde” după indicațiile fabricantului este deosebit de importantă deoarece la cald viscozitatea se modifică în limite largi și uleiul nu mai poate asigura pelicula necesară între suprafețele în mișcare relativă.

Uleiurile sunt aditivate pentru îmbunătățirea mai multor calități, după cum urmează [27]:

Antioxidanți – reduc viteza de oxidare, care constituie cauza principală de degradare a unui ulei. Un ulei oxidat își pierde eficacitatea și accentuează uzura motorului.

Aditivi anti uzură (pe bază de zinc) – interacționează cu zonele mai rugoase (uzate) și constituie o umplutură, scăzând astfel rugozitatea și, deci, uzura.

Detergenți – previn coroziunea și împiedică constituirea de depozite în motor. Depozitele de carbon sau gume moi pot să reducă secțiunile de curgere și să împiedice lubrifierea unor zone/organe din motor.

Disperanți – dizolvă depunerile de carbon, le dispersează în circuitul de ulei, unde, mai apoi, se opresc cel mai adesea în filtrul de ulei. Suplimentar, acești aditivi împiedică depozitele din ulei să se atașeze de pereții motorului și apoi să crească.

Amelioratori de viscozitate – permit obținerea de uleiuri multigrad (Fig. 5.4).

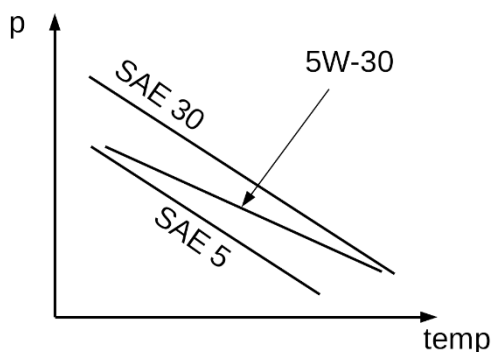


Fig. 5.4. Variația viscozității cu temperatura pentru un ulei multigrad [27].

Amelioratorii de viscozitate se dilată cu temperatura în volumul de ulei și modifică viscozitate, de la SAE 5 (subțire) la SAE 30 (vâscos) (v. Fig. 5.4), mai potrivit pentru funcționarea la cald. În acest fel rezultă un ulei multigrad (5W-30), cu viscozitate scăzută la rece (pornire ușoară, uzură redusă) și viscozitate adecvată (30) la cald. Datorită amelioratorilor de viscozitate se

poate observa o scădere a viscozității uleiurilor în prima parte a utilizării lor (v. Fig. 5.2).

Depresanți ai temperaturii de curgere – îmbunătățesc curgerea uleiului la temperaturi scăzute. Uleiurile prea vâscoase conduc la amplificarea uzurilor la temperaturi scăzute, la pornirea la rece.

Inhibitori de spumă – reduc tensiunea superficială la nivelul bulelor de spumă formate în ulei, astfel că acestea se sparg ușor. Spuma din ulei cauzează reducerea presiunii în instalația de ungere și poate să conducă la fenomenul nedorit al cavitației.

Gradul de aditivare, calitatea materialelor folosite și procesele utilizate în acest scop conferă lubrifianților proprietăți superioare, marcând diferența cu privire la calitatea lubrifierii, durata serviciului și menținerea motorului în parametri normali de funcționare.

Nivelul de performanță al uleiului – indică marca și modelul de autovehicul în care uleiul poate fi utilizat. Există practic sute de specificații, acestea fiind foarte diferite între ele. Ca o regulă generală se va folosi un ulei aprobat de fabricantul motorului.

Specificațiile internaționale – sunt două, în principal [29]:

- ACEA (Europa),
- API (S.U.A.).

Aprobări de fabricanți – practic fiecare producător major din domeniu are propriile coduri. De ex., *MB*³ 229.5: primele trei cifre reprezintă pagina la care se găsesc specificațiile uleiului în manualul MB, iar cifra (sau cifrele, pot fi două) după punct, secțiunea pe pagina respectivă [29]; *Renault RN xxxx* – primele două cifre sunt anul emiterii, a treia cifră limita de performanță și ultima este versiunea [29].

³ Mercedes-Benz.

SCHIMBUL DE GAZE ÎN MAI ȘI PROCESUL DE ADMISIE

Schimbarea gazelor cuprinde procesele de evacuare a gazelor arse din cilindru și admisia fluidului motor proaspăt, procese derulate de așa manieră încât evacuarea să fie cât mai completă posibil, iar umplerea să asigure reținerea unei cantități cât mai mari de fluid motor proaspăt în cilindru, la sfârșitul cursei de admisie, când pistonul ajunge în PMI.

Procesul evacuării influențează procesul admisiei datorită faptului că îl precede pe aceasta din urmă.

Interesul deosebit arătat în scopul perfecționării admisiei încă de la începuturile motoarelor cu ardere internă este ușor de înțeles dacă se ține seama de faptul că încărcătura masică de fluid motor proaspăt reținut în cilindru la încheierea admisiei stabilește în mod direct cantitatea de combustibil introdusă și disponibilă pentru ardere și, deci, performanțele energetice ale motorului [11].

Atât evacuarea cât și admisia sunt caracterizate în mare măsură de un tip de procese fizice comune – **curgerea gazelor**, legile dinamicii gazelor fiind aplicabile ambelor procese în egală măsură.

6.1. Admisia fluidului motor proaspăt

Un sistem de admisie tipic se compune din următoarele: filtrul de aer, partea de intrare a colectorului de admisie, unde se găsește fie carburatorul, fie injectoarele de combustibil, colectorul de admisie, conductele

colectorului, galeriile de admisie, supapele de admisie și clapeta obturatoare¹ (Fig. 6.1.).

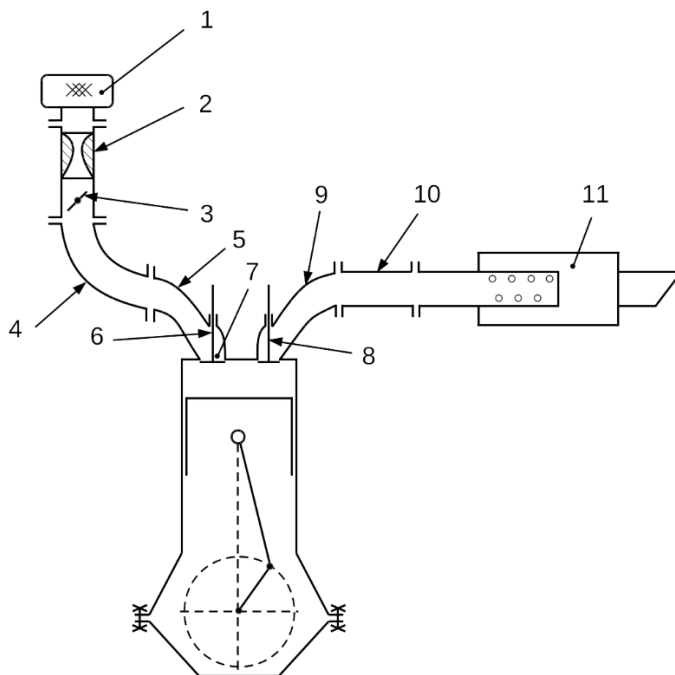


Fig. 6.1. Schița generală a unui motor cu sistemele de admisie și evacuare:

1 – filtru de aer; 2 – unitatea de dozare a combustibilului; 3 – clapeta obturatoare; 4 – colectorul de admisie; 5 – galeria de admisie; 6 – supapa de admisie; 7 – poarta supapei de admisie; 8 – supapa de evacuare; 9 – galeria de evacuare; 10 – colectorul de evacuare; 11 – atenuator de zgomot/catalizator.

Sistemul de admisie trebuie să livreze cantitatea potrivită de aer și combustibil, distribuită precis și egal către toți cilindri motorului, temporizat adecvat pe parcursul fiecărui ciclu [14].

¹ Aceasta din urmă poate să lipsească.

Injectoarele de combustibil la MAS pot fi montate în poarta supapei sau în galeria de admisie, la intrarea în colector, în zona obturatorului (injecție monopunct) sau direct în camera de ardere (injecție directă). Uneori, la motoarele moderne, se utilizează soluția combinării între injecția multipunct în poarta supapei și cea directă. La MAC injectoarele sunt poziționate cu pulverizatorul deschis înspre camera de ardere (injecție cu cameră unitară) sau în antecameră (cameră de ardere divizată) [14].

Perfecțiunea procesului admisiei se apreciază valoric și prin **coeficientul de umplere** (numit uneori și **randamentul umplerii**) η_u , care se definește ca raportul dintre cantitatea masică de încărcătură proaspătă reținută în cilindru la închiderea supapei de admisie și cantitatea posibilă, în condițiile presiunii și temperaturii mediului ambiant, care ar ocupa volumul cilindrului unitare V_s .

Admisia la MAS ridică probleme mai serioase decât în cazul MAC din cauza amestecului de aer și combustibil.

Colectorul de admisie are rolul de a livra aer sau amestec aer-combustibil, prin conducte, la fiecare cilindru al motorului. Diametrul interior al conductelor colectorului trebuie să fie suficient de mare pentru a reduce rezistențele la curgere și a asigura un coeficient de umplere superior, dar nu prea mare pentru a permite atingerea unor viteze de curgere potrivite, precum și a unei turbulențe favorabile omogenizării amestecului, pulverizării, atomizării, vaporizării și transportului picăturilor de combustibil în interiorul cilindrului.

Diametrul și lungimea conductelor colectorului se dimensionează împreună pentru a egaliza cât mai mult posibil cantitatea de aer și combustibil livrată fiecărui cilindru. Unele motoare sunt prevăzute cu colectoare variabile, capabile să modifice diametrul, dar, în special, lungimea conductelor, în funcție de turația motorului. La turații scăzute aerul este dirijat prin conducte mai lungi și mai subțiri, pentru a păstra viteze de curgere mari, în condițiile unui debit scăzut de fluid motor proaspăt. La turații mari debitul de aer crește în mod direct proporțional, fiind nevoie de trasee de curgere mai largi și mai scurte, viteza de curgere fiind în acest caz suficientă pentru o admisie corectă, cu scăderea rezistențelor la curgere. Orientativ, volumul interior al unei conducte a colectorului este aproximativ egal cu cilindrul unitară [14].

O problemă deosebită o ridică rezistențele la curgere prin conductele colectorului, motiv pentru care conductele acestuia nu trebuie să prezinte curburi strânse, iar suprafața interioară a peretelui trebuie să fie cât mai netedă, fără obstacole la curgere (de ex., marginea unei garnituri).

Unele colectoare de admisie sunt încălzite pentru a stimula vaporizarea combustibilului; aceste colectoare se numesc **colectoare cu pată caldă**. Pata caldă se realizează cu ajutorul lichidului din instalația de răcire, prin apropierea conductelor de admisie ori a colectorului de anumite zone ale traseului de evacuare sau cu rezistențe electrice [3].

La motoarele cu aprindere prin scânteie debitul de aer aspirat de motor este uzual controlat cu ajutorul unei supape fluture numite **clapetă obturatoare** (obturator), amplasată la partea superioară (exterioară) a

colectorului. La motoarele cu carburator clapeta obturatoare este încorporată în acesta.

Cu cât combustibilul este introdus în fluxul de aer mai departe de cilindri, la începutul traseului de admisie, cu atât timpul disponibil pentru evaporare și omogenizare este mai mare, dar perfecțiunea umplerii este afectată din cauza volumului de aer înlocuit de vaporii de combustibil. În plus, introducerea combustibilului într-un punct îndepărtat de cilindri face dificilă distribuția egală a amestecului din cauza lungimii diferite a conductelor. În cazul în care combustibilul este introdus în sistem departe de cilindri (carburator, injecție monopunct), combustibilul se deplasează în colector prin trei modalități distincte [14]:

1. Vaporii de combustibil se amestecă cu aerul și curg cu acesta, dinspre exterior spre cilindri.
2. Picături mici de combustibil sunt transportate în curentul de aer, cele mai fine mai facil decât cele mai mari. Având densitate diferită și o inerție mai mare, picăturile de lichid nu vor urma aceeași traiectorie ca și liniile de curent de aer, adică nu vor curge peste curbările conductelor colectorului.
3. Al treilea mod în care combustibilul se deplasează prin colector este prin intermediul unui film subțire de combustibil pe pereții interiori ai colectorului. Acest film se formează deoarece gravitația separă mișcarea lichidului de aer și din cauza curburilor conductelor și inerției picăturilor.

Transportul picăturilor de combustibil în curentul de aer și filmul de combustibil pe pereții interiori ai colectorului și conductelor acestuia face dificilă livrarea unui amestec uniform către toți cilindri motorului.

Lungimea și curburile conductelor colectorului exercită o influență directă asupra cantității de combustibil transportat de aer, prin colector, la un debit dat. Prezența filmului de combustibil pe interiorul conductelor colectorului are ca rezultat scăderea gradului de control prin intermediul obturatorului. La schimbarea rapidă a poziției clapetei obturatoare aerul răspunde imediat, în vreme ce curgerea lichidului are un răspuns întârziat, parțial din cauza filmului de combustibil.

Diferitele fracțiuni din benzină se evaporă la diferite temperaturi și cu viteze diferite, în funcție de compoziția combustibilului [3]. Din acest motiv compoziția vaporilor din curentul de amestec în interiorul colectorului de admisie nu va fi aceeași cu cea a picăturilor transportate de aer sau a fazei lichide din filmul de combustibil interior. În compoziția vaporilor se vor regăsi majoritar fracțiunile ușoare din benzină, care se evaporă primele, în vreme ce fracțiunile grele se regăsesc în faza lichidă, indiferent unde este localizată. Din acest motiv amestecul livrat către fiecare cilindru poate fi diferit, atât ca și dozaj, cât cu privire la compoziție [14]. Adeseori această realitate conduce la apariția detonației la nivel de cilindru sau, cu alte cuvinte, fiecare cilindru prezintă o înclinație la detonație diferită, fiind extrem de dificil de controlat. Din acest motiv cifra octanică minimă este stabilită după cilindrul cel mai înclinat la detonație. Aspectele tocmai descrise sunt complicate suplimentar din cauza faptului că motorul funcționează pe un domeniu larg al deschiderii obturatorului. La deschiderea parțială a clapetei obturatoare (sarcini

parțiale) se manifestă o presiune mai scăzută în colector, ceea ce conduce la o vaporizare diferită a combustibilului² [14]. Majoritatea problemelor anterior descrise se rezolvă cu ajutorul injecției multipunct.

Coeficientul de umplere η_u este de dorit să fie cât mai mare la nivelul fiecărui cilindru, pe întreaga plajă de funcționare a motorului. Practica a arătat că η_u are un maxim într-o poziție intermediară și valori mai scăzute la turații mici sau mari (v. Fig. 6.2).

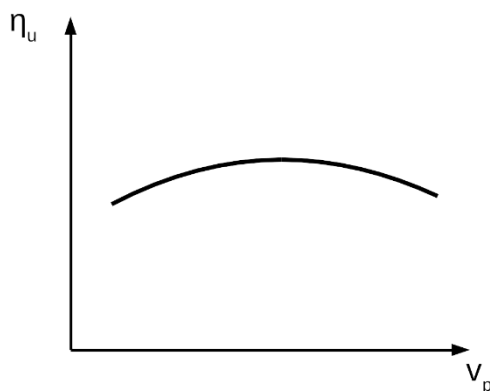


Fig. 6.2. Variația coeficientului de umplere cu viteza pistonului [14].

Există o multitudine de variabile care influențează variația coeficientului de umplere, arătate în continuare, pe scurt.

Combustibilul va determina întotdeauna o înlocuire a aerului, îndeosebi în cazul motoarelor aspirate [12]. Din această cauză coeficientul de umplere este subunitar în aceste motoare. Tipul de combustibil și

² Vaporizarea este direct influențată de presiune.

momentul/poziția unde acesta este introdus influențează semnificativ valoarea randamentului umplerii [14].

Sistemele de admisie cu carburator și injecție monopunct conduc la un coeficient de umplere mai scăzut din motivele tocmai prezentate. Această problemă este rezolvată aproape complet în cazul injecției multipunct în poarta supapei sau în cazul injecției directe deoarece vaporii de combustibil se formează doar în cilindru.

Umplerea poate fi îmbunătățită cu ajutorul unor colectoare cu conducte mai largi, în cazul injecției directe sau multipunct, când nu este necesară o viteză mare de curgere și turbulență. Aceste colectoare nu au nevoie nici de temperaturi mai ridicate în pereți, ceea ce duce la creșterea densității aerului aspirat.

Combustibilii care au nevoie de mai puțin aer pentru ardere, cum este alcoolul, conduc la coeficienți de umplere inferiori. Pe de altă parte, în cazul combustibililor care prezintă o căldură latentă de vaporizare ridicată (tot cazul alcoolului) fac posibilă obținerea unui coeficient de umplere mai bun datorită scăderii de temperatură la evaporare și creșterii densității încălzirii proaspete [14].

Combustibilii gazoși (hidrogen, gaz natural comprimat, metan, gaz petrolier lichefiat etc.) înlocuiesc volume mai mari de aer la admisie, comparativ cu combustibilii lichizi, care sunt doar parțial vaporizați pe traseul de curgere. Acest fapt trebuie luat în considerare când se operează modificări care au ca scop trecerea unui MAS pe combustibili gazoși. Practica a arătat că presiunea de vapori la nivelul sistemului de admisie este de (1 ... 10)% din

presiunea totală, în cazul utilizării benzinei sau derivaților acesteia. La utilizarea combustibililor gazoși sau alcoolilor presiunea de vapori este cu cca. 10% mai mare decât valoarea presiunii totale la nivelul sistemului [14].

De menționat că colectoarele de admisie pot să fie mai reci în cazul combustibililor gazoși deoarece nu este nevoie de vaporizarea combustibilului, astfel că reducerea coeficientului de umplere este mai puțin pronunțată. Pentru compensarea scăderii volumului de aer admis, la utilizarea combustibililor gazoși se poate recurge la supraalimentarea motorului.

Cu cât combustibilul se vaporizează mai târziu pe traseul de admisie, cu atât sunt mai mici penalizările la nivelul umplerii, dar vaporizarea și amestecarea combustibilului cu aerul sunt mai puțin complete, ceea ce necesită o soluție de compromis.

La MAS cu carburator un procent de cca. 60% din totalul vaporilor de combustibil este considerat rezonabil să se regăsească la nivelul traseului de admisie, iar restul în cilindru, pe cursa de comprimare și pe durata arderii [14]. Dacă combustibilul se evaporă prea târziu în cadrul ciclului un anumit procent de fracțiuni grele nu se vor evapora deloc, depunându-se pe peretele cilindrului. Acest film de combustibil pe interiorul cilindrului nu este de dorit deoarece spală uleiul de lubrifiere, conducând la amplificarea uzurii cămășii de cilindru, iar excesul de lichid (combustibil amestecat cu ulei) se scurge în carterul inferior, cu efecte negative asupra uleiului de ungere (diluarea și schimbarea în sens negativ a proprietăților acestuia).

Încălzirea amestecului proaspăt pe traseul de admisie – orice sistem de admisie are o temperatură mai ridicată decât cea a mediului ambiant și, în consecință, încălzește încărcătura proaspătă, reducând densitatea acesteia, cu consecințe negative asupra perfecțiunii procesului de umplere. În zona galeriei de admisie temperatura pereților din chiulasă (sau blocul cilindrilor) este apropiată de cea a lichidului de răcire (aproximativ 90°C), în vreme ce supapa de admisie și vecinătatea scaunului acesteia se situează la o temperatură de $(150 \dots 180)^{\circ}\text{C}$ [12]. Pereții fierbinți pe traseul de admisie conduc la o penalizare a coeficientului de umplere de aproximativ $(2 \dots 3)\%$ [12].

După cum deja s-a menționat, la MAS cu carburator sau injecție monopunct colectoarele sunt încălzite, pentru o mai bună vaporizare a combustibilului. La turații scăzute, când debitul de aer aspirat este mai scăzut, încălzirea amestecului este mai pronunțată, motiv pentru care în această zonă coeficientul de umplere scade (v. Fig. 6.2). Cu creșterea turației încălzirea amestecului proaspăt se diminuează, însă nu semnificativ, deoarece variația de temperatură în cazul unei curgeri turbulente depinde de viteză la puterea $0,8$ [12]. Din acest motiv impactul major asupra preîncălzirii amestecului proaspăt este exercitat de temperatura aerului la admisie.

Unele sisteme de admisie sunt prevăzute cu injectoare suplimentare pentru injecția unei mici cantități de apă în colector, astfel că prin evaporarea apei scade temperatura aerului admis [14]. Această modalitate de îmbunătățire a procesului admisiei a fost aplicată pe larg și cu succes la motoarele de aviație cu piston în timpul celui de-al Doilea Război Mondial.

Sporul de putere la folosirea injecției de apă (sau amestec de apă cu metanol) este substanțial.

Încărcătura proaspătă se încălzește și în cilindru din cauza contactului cu pereții fierbinți (chiulasă, piston, cilindru) și amestecului cu gazele de ardere reziduale din ciclul precedent [12]. Efectul combinat al celor două procese duce la o penalizare de (1 ... 2)% a coeficientului de umplere [12].

Pierderi la curgere – în cazul general al curgerii aerului pe un traseu (conductă, galerie etc.) adecvat va exista întotdeauna o pierdere de presiune din cauza frecării vâscoase fluid-solid. Din acest motiv, în cazul procesului admisiei, presiunea fluidului motor pe cursa de admisie, în interiorul cilindrului, este mai mică decât presiunea mediului exterior, cu penalizarea coeficientului de umplere. Această cădere de presiune crește cu pătratul vitezei de curgere, motiv pentru care coeficientul de umplere are valori mai scăzute la turații ridicate ale motorului și debit mare de aer aspirat.

Reducerea pierderilor de presiune pe traseul admisiei a constituit și constituie o preocupare majoră a specialiștilor în domeniu. Dintre măsurile întreprinse se amintesc: lustruirea pereților interiori ai conductelor colectorului, precum și ai galeriilor de admisie; evitarea curburilor strânse și a muchiiilor ascuțite în calea curgerii; eliminarea carburatorului; îmbinarea precisă a diferitelor piese componente, cu a cât mai bună aliniere și fără margini ale garniturilor de etanșare în calea liniilor de curent [14]. Un caz deosebit de pierdere de presiune se regăsește la curgerea fluidului motor proaspăt prin secțiunea aferentă supapei de admisie. Din acest motiv unele motoare sunt prevăzute cu două sau chiar trei supape de admisie per cilindru.

În scopul îmbunătățirii vaporizării combustibilului și omogenizării amestecului, precum și a creșterii vitezei de propagare a frontului de flacără, fluidul motor proaspăt la admisie este dirijat într-o mișcare de rotație în interiorul cilindrului [11]. Această curgere dirijată se realizează prin conturarea potrivită a supapei de admisie și a sediului acesteia, precum și prin profilarea conductelor colectorului. Măsurile arătate conduc la penalizări de curgere și scăderea coeficientului de umplere. La creșterea diametrului conductelor viteza de curgere va fi mai mică, împreună cu pierderile de presiune, dar se va realiza o mai slabă amestecare a combustibilului cu aerul și o distribuție inegală a amestecului proaspăt între cilindri motorului, motiv pentru care trebuie găsit un compromis optim.

În cazul unor motoare cu performanțe energetice scăzute, dar eficiente sub aspectul consumului de combustibil, pereții interiori ai colectorului au o rugozitate mărită în scopul amplificării curgerii turbulente, cu efect favorabil asupra omogenizării amestecului; la acest tip de motoare randamentul umplerii nu prezintă o importanță atât de mare [14].

Admisia sincronizată – prin natura proceselor ciclice din motor, curgerea fluidului motor proaspăt are un caracter pulsator, cu dezvoltarea unor unde de presiune pe traseul de admisie. Lungimea de undă depinde de frecvența pulsațiilor, de debitul de aer și de viteza de curgere [14]. La întâlnirea unor rezistențe la curgere se formează o undă reflectată, secundară, care acționează în sens invers pulsațiilor primare. Pulsațiile undelor primare și a celor reflectate pot să se potențeze sau să se anuleze reciproc, în funcție de defazarea acestora.

Acest efect de potențare a presiunii pulsațiilor la intrarea fluidului motor proaspăt în cilindru poate fi folosit la îmbunătățirea umplerii cilindrilor, situație în care colectorul de admisie se numește **sincronizat**.

În cazul motoarelor vechi și a majorității celor actuale colectoarele de admisie (mai concret lungimea lor) sunt concepute pentru a asigura sincronizarea pulsațiilor de presiune pentru o singură valoare a turației, în vreme ce pentru alte regimuri de turație acest deziderat nu este atins, iar coeficientul de umplere este penalizat relativ mult. Unele motoare moderne de performanță pot să fie prevăzute cu sisteme de admisie cu colectoare de lungime variabilă, capabile să asigure sincronizarea admisiei la mai multe valori ale turației.

Recircularea gazelor arse (EGR) – se realizează prin reintroducerea în admisie a unei fracțiuni din gazele arse pentru reducerea temperaturii pe durata arderii și scăderea emisiilor de oxizi de azot (NO_x). Acest subiect este tratat ceva mai detaliat în cadrul cap. 11.

Influența fazelor distribuției asupra schimbului de gaze – pentru simplificare se consideră că umplerea are loc sub acțiunea depresiunii create de mișcarea pistonului din PMS în PMI, pe cursa de admisie (motor aspirat), fiind precedată de cursa de evacuare, din PMI în PMS. Schimbul de gaze începe cu deschiderea supapei de evacuare (*dse*), cu avans față de PMI (unghiul 3 pe diagrama fazelor). Diagrama de pompaj reală și simplificată, împreună cu diagrama fazelor distribuției sunt arătate în Fig. 6.3 [3, 11].

Procesul evacuării este tratat mai detaliat în cadrul cap. 11 al prezentei lucrări.

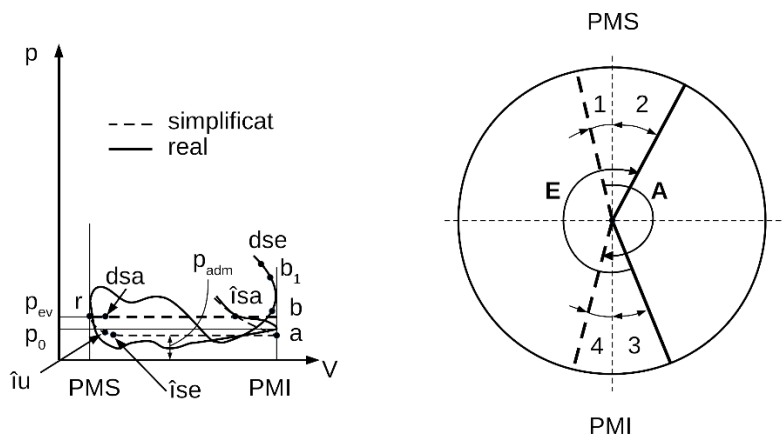


Fig. 6.3. Diagrama de pompaj reală și simplificată, împreună cu diagrama fazelor pentru un motor în 4 timpi [3]: 1 – avansul la deschiderea admisiei; 2- întârzierea la închiderea evacuării; 3 – avansul la deschiderea evacuării; 4 – întârzierea la închiderea admisiei.

Umplerea începe cu deschiderea supapei de admisie (*dsa*), cu avans (1) față de PMS. În realitate, umplerea efectivă are loc după PMS, înainte de închiderea supapei de evacuare, în punctul *îu* (v. Fig. 6.3.), sub efectul combinat al presiunii gazelor arse din cilindru, care trebuie să scadă de așa manieră încât să permită curgerea încărcăturii proaspete din exterior în cilindru și cu folosirea efectului inerțial al coloanei de fluid pe traseul de admisie [3].

Deschiderea cu avans a supapei de admisie este necesară pentru îndepărtarea gazelor arse din cilindru (*dsa-îu*), v. Fig. 6.3., și pentru baleiajul cilindrului (spălarea gazelor arse din cilindru) pe durata suprapunerii deschiderii supapelor (*dsa-îse*), când o parte din fluidul motor proaspăt ajunge în galeria de evacuare (motor aspirat). Efectul presiunii dinamice a

gazelor în fața supapei de admisie este hotărâtor pentru desfășurarea acestor procese.

De la deplasarea pistonului din punctul \hat{u} în PMI are loc **umplerea principală**. Viteza medie de curgere a gazelor prin secțiunea deschiderii supapei de admisie are valori de $(60 \dots 90) \text{ m/s}$, iar presiunea gazelor în cilindru se situează în plaja de valori $(0,75 \dots 0,9)p_0$ [3].

Post umplerea încheie procesul admisiei, din PMI până la închiderea supapei de admisie (\hat{is}_a) și capitalizează pe seama inerției coloanei de fluid din sistemul de admisie. La trecerea prin PMI viteza pistonului schimbă de semn, trecând prin zero, în vreme ce viteza gazelor prin supapa de admisie are valori de cca. 270 m/s [11]. Acest efect inerțial este mai pronunțat la turații ridicate, fazele distribuției invariabile fiind optimizate pentru o anumită turație, după destinația motorului. La turații scăzute poate să apară o curgere inversă din cilindru în galeria de admisie, din cauza întârzierii la închidere a supapei de admisie (\hat{is}_a , unghiul 4). În cazul motoarelor echipate cu distribuție invariabilă efectul negativ al curgerii inverse la turații scăzute (aproximativ 1500 rot/min) duce la scăderi de până la 1% ale randamentului umplerii [12].

Supapa de admisie se închide la un unghi de $(50 \dots 60)^\circ$ RAC după PMI, la motoarele aspirate [12]. Pentru regimul de turație optim captarea avantajelor efectului inerțial prin întârzierea închiderii supapei de admisie la începutul comprimării poate aduce o majorare cu până la 10% a coeficientului de umplere [12].

În cazul sistemelor cu distribuție variabilă momentele de deschidere, respectiv închidere a supapelor pot fi într-o oarecare măsură optimizate pe întreaga plajă de turație (și sarcină, mai ales în cazul evacuării) a motorului. Odată cu adoptarea sistemului electric la tensiunea de 42 V este așteptată trecerea pe scară largă la distribuție fără ax cu came, guvernată prin ECU, care să ofere un control aproape total al fazelor distribuției [14].

Comparativ cu motoarele aspirate schimbul de gaze prezintă unele particularități în cazul folosirii supraalimentării, indiferent de tipul acesteia. În primul rând, suprapunerea deschiderii supapelor la sfârșitul evacuării și începutul admisiei are loc pe o durată mai mare. Dacă în majoritatea motoarelor aspirate suprapunerea ocupă (40 ... 60)° RAC în jurul PMS, la motoarele supraalimentate suprapunerea deschiderii supapelor se situează în zona (120 ... 150)° RAC [11]. Această creștere semnificativă a suprapunerii deschiderii supapelor este necesară, în principal, din cauza nevoii de îmbunătățire a regimului termic al componentelor care mărginesc camera de ardere (piston, supapă de evacuare, chiulasă) și al paletelor turbinei și statorului agregatului de turbo-supraalimentare [11]. Suplimentar, prin mărirea suprapunerii deschiderii supapelor se asigură o îndepărtare superioară a gazelor arse din cilindru la sfârșitul cursei de evacuare. Creșterea presiunii de admisie și sporirea densității încărcăturii proaspete (*boosting*) duce la creșterea încărcăturii masice reținute în cilindru pe cursa de admisie de până la 200%, în funcție de anumiți factori [12]. În consecință, se poate injecta pentru ardere o doză de combustibil majorată corespunzător, de unde și creșterea majoră a temperaturii pieselor camerei de ardere și nevoia de răcire suplimentară.

Este ușor de înțeles că acest baleiaj “lărgit” al cilindrului are și efecte nedorite – limitarea admisiei efective, pierderea de amestec nears în cazul MAS etc.

Este important de precizat faptul că în cazul motorului supraalimentat coeficientul de umplere nu mai poate fi definit în modul clasic, adică prin raportare la condițiile mediului ambiant. În schimb, raportarea încărcăturii din cilindru se face la condițiile existente la ieșirea din suflantă, după răcitorul intermediar (*intercooler*), dacă acesta este prevăzut ori în colectorul de admisie. Chiar și în acest caz variația densității face dificilă această raportare, dar pierderi la curgere există evident, deci și penalizări la nivelul traseului de admisie. Adeseori se preferă normalizarea consumului de aer (ușor de măsurat) cu puterea dezvoltată, la încercarea pe stand, rezultând în acest mod consumul specific de aer [12]:

$$CSA = \frac{\dot{m}_a}{P_e} \left[\frac{kg}{kWh} \right], \quad (6.1)$$

în care: \dot{m}_a este debitul masic de aer, în *kg/h*; P_e – puterea efectivă dezvoltată, în *kW*.

Uzual, aerul de admisie la ieșirea din compresor/suflantă are o temperatură de aproximativ 100° C sau mai mare (pentru presiuni de supraalimentare mai mari de 2 bari) [12]. Din acest motiv aerul de admisie este răcit intermediar, între compresor/suflantă și cilindru, cu ajutorul unui schimbător de căldură gaz-gaz (i.e., încărcătura de admisie – aerul ambiant) sau gaz-lichid de răcire. Această ultimă soluție reclamă o temperatură mai scăzută a lichidului de răcire, dar răcitorul este mai compact [12]. Scăderea temperaturii încărcăturii proaspete pe traseul de admisie are efecte pozitive

asupra la perfecționii umplerii, reducerii tendinței de detonație și combaterii emisiei de oxizi de azot³ [12].

Nu în ultimul rând, sistemul de evacuare pentru motoarele supraalimentate, la motoarele policilindrice, caută să nu grupeze ieșirile de la cilindri într-un colector, în scopul menținerii pulsațiilor de presiune deoarece acestea asigură o diferență pozitivă de presiune între conducta de admisie și cea de evacuare. Din acest motiv procesul de baleiaj se decalează pentru doi cilindri cu funcționare succesivă [11]. Ca urmare se prevăd mai multe conducte de evacuare, în funcție de numărul de cilindri și de ordinea de aprindere [11].

Pentru un motor de înaltă performanță (de ex., cu patru cilindri) gazele de evacuare de la doi cilindri sunt colectate în funcție de ordinea de aprindere, alimentând un canal al turbinei sub un anumit unghi și secțiune de curgere, în vreme ce gazele de evacuare de la ceilalți doi cilindri sunt dirijate prin alt canal, sub alt unghi și secțiune de curgere; acest sistem se numește **turbo compresor cu două volute** (*twin scroll turbocharger*) și asigură un răspuns mai rapid pe plaja de turație, plus o eficiență mărită în funcționare. Pentru ordinea de aprindere 1-4-3-2, evacuarea de acest tip grupează cilindri 1-3 și 2-4 [14].

Evacuarea sincronizată – oarecum similar cu sincronizarea admisiei prin folosirea efectului undelor de presiune pentru accentuarea acțiunii acestora la creșterea debitului dinspre exterior spre cilindru și în cazul

³ Aceștia se formează la temperaturi ridicate în camera de ardere.

evacuării pulsațiile de presiune sunt folosite pentru a obține o scădere de presiune la nivelul liniei de evacuare, cu efecte pozitive la nivelul golirii cilindrului de gazele arse, pe cursa de evacuare [12]. Acest deziderat este atins printr-o geometrie adecvată a conductelor și colectorului de evacuare, îndeosebi la motoarele aspirate.

Rezistența maximă la curgere pe traseul de admisie este la nivelul supapei/supapelor de admisie sau, în cazul MAS cu carburator, în zona obturatorului, la sarcini parțiale mici [14]. Pe măsura deschiderii supapei de admisie se formează o secțiune de curgere inelară între talerul supapei și sediu, cu viteze de curgere de valori diferite, valorile maxime fiind atinse în prima parte a cursei de admisie. Motivul acestui proces rezidă în diferența mare dintre aria pistonului și cea a secțiunii de curgere prin supapă (cilindrul obturat). În general, viteza aerului în secțiunea de curgere a supapei de admisie este corelată cu viteza pistonului după relația [12]:

$$v_{adm} \cdot A_{adm} \approx v_p \cdot A_p, \quad (6.2)$$

unde: v_{adm} , v_p sunt vitezele aerului, respectiv pistonului, iar A_{adm} , A_p – ariile de curgere la admisie, respectiv a capului pistonului.

Pentru exemplificare, în cazul unui motor având următoarele date:

- Alezajul = cursa = 85 mm;
- Diametrul supapelor de admisie 10 mm;
- Viteza pistonului aproximativ 20 m/s,

s-a înregistrat o viteză a aerului de 300 m/s prin secțiunea de curgere a supapei de admisie, la un unghi de 45° RAC după deschiderea supapei, la o înălțime de ridicare de (2 ... 3) mm, la turația de 7.000 rot/min [12].

Deoarece la ridicări mici ale supapei de admisie viteza de curgere prin secțiune se apropie sau depășește viteza sunetului în aer⁴, adică curgerea este supersonică, creșterea presiunii în aval (de ex., prin sporirea vitezei pistonului) nu mai are efecte asupra debitului de aer, doar sporirea presiunii în amonte ale supapei (supraalimentare, colector sincronizat, admisie variabilă) poate să îmbunătățească umplerea [12].

Această curgere strangulată, tipică primei părți a cursei de admisie, se accentuează cu creșterea turației. Întregul proces, împreună cu creșterea frecărilor dintre încărcătura proaspătă și pereții, determină scăderea randamentului umplerii în zona turațiilor mari.

6.2. Calcul umplerii

Calculul umplerii are ca scop determinarea principalilor parametri ai procesului: temperatura și presiunea la sfârșitul admisiei, coeficientul gazelor reziduale și coeficientul de umplere [6].

La începutul cursei de admisie (mai precis la deschiderea supapei), în cilindru se găsesc gaze reziduale de la ciclul precedent, neîndepărtate pe cursa de evacuare, caracterizate de mărimile: N_r – numărul de kilomoli, T_r – temperatura și p_r – presiunea, în punctul r (Fig. 6.4).

Pentru simplificare se consideră că încărcătura proaspătă din conducte de admisie este caracterizată de parametri p_0 și T_0 .

⁴ 330 m/s în condiții normale, dar poate să difere, după condițiile de stare la nivelul supapei [12].

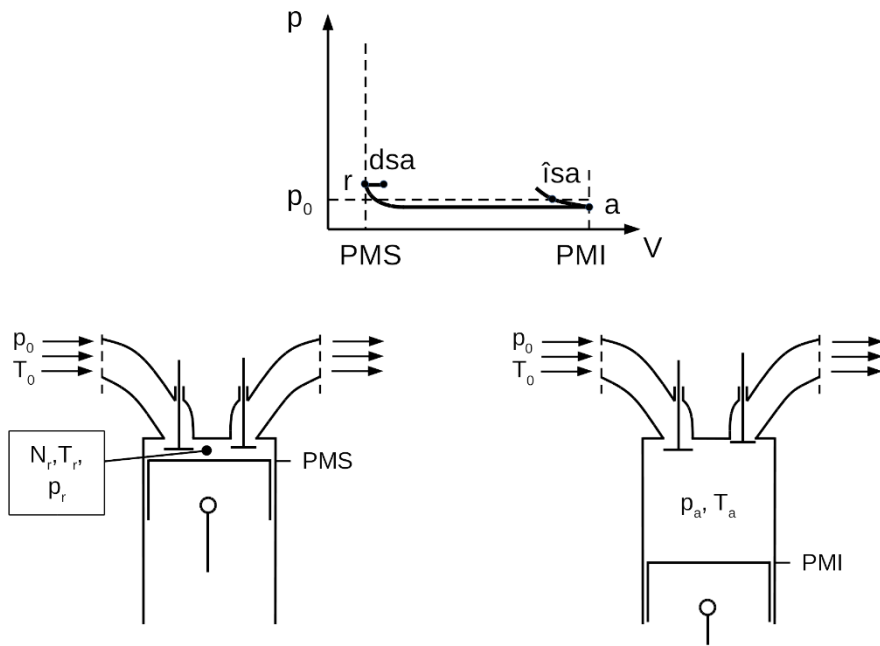


Fig. 6.4. Modelul de calcul al procesului umplerii la un motor în patru timpi [3].

Temperatura la sfârșitul admisiei (punctul a , v. Fig. 6.4) se obține din bilanțul energetic al umplerii, exprimând efectul cedării de căldură de la gazele arse reziduale către fluidul motor proaspăt, împreună cu cuantificarea încălzirii de la piesele calde, pe de-o parte și răcirii datorate vaporizării combustibilului, pe alta.

Notând N_p , N_r numărul de kilomoli ai fluidului motor proaspăt, respectiv ai gazelor reziduale; C_v^p , C_v^r , C_v^{adm} – căldurile specifice molare ale fluidului motor proaspăt, gazelor reziduale (punctul r) și amestecului de gaze (punctul a); ΔT – variația de temperatură, se poate scrie ecuația [3]:

$$N_p \cdot C_v^p \cdot (T_0 + \Delta T) + N_r \cdot C_v^r \cdot T_r = (N_p + N_r) \cdot C_v^{adm} \cdot T_a. \quad (6.3.)$$

Considerând simplificat $C_v^p = C_v^r = C_v^{adm}$ și notând $\gamma = N_r / N_p$ **coeficientul gazelor reziduale** se obține [3]:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (6.4)$$

La MAS cu carburator sau injecție monopunct, combustibilul este adăugat devreme pe traseul de admisie, iar acesta se vaporizează într-o bună măsură până la intrarea în secțiunea de curgere a supapei de admisie, deci efectul vaporizării combustibilului asupra temperaturii T_a este întrucâtva mai redus. La sarcină plină, în cazul unor dozaje bogate ($\lambda < 1$), reducerea temperaturii este de ordinul $(19 \dots 23)^\circ$, iar pentru dozaje sărace, $(19 \dots 40)^\circ$ [3]; în cazul injecției multipunct reducerea de temperatură este mai pronunțată.

Aportul de căldură de la piesele fierbinți (colector, galerie, supapă, piston, chiulasă, cilindru) depășește efectul de răcire datorat vaporizării combustibilului, astfel că T_a este mai ridicată cu $(15 \dots 25)^\circ$ față de temperatura T_0 , măsurată sub obturator. Nu în ultimul rând, la această creștere de temperatură contribuie și pata caldă a colectorului de admisie. Valorile tipice MAS ale temperaturii T_a se regăsesc în plaja $(350 \dots 400)$ K [3].

La MAC colectorul nu este încălzit, iar vaporizarea combustibilului nu acționează pe traseul admisiei (injecția are loc spre sfârșitul comprimării), astfel că variația de temperatură la admisie este de $(10 \dots 25)^\circ$ [3].

Presiunea de admisie se definește cu relația [3]:

$$p_a = p_0 - k \frac{1 + \xi}{2g} \cdot n^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{A_s}{V_s}\right)^2}, \quad (6.5)$$

unde: A_s este aria secțiunii de curgere a supapei de admisie; V_s – cilindrul unitară; ξ - rezistența gazo-dinamică pe traseul de admisie; k – coeficient de proporționalitate; g – accelerația gravitațională.

Reducerea cantității de gaze reziduale se obține pornind de la ecuația de stare a amestecului de gaze din cilindru, la începutul admisiei (punctul r) [6]:

$$p_r \cdot V_c = N_r \cdot R \cdot T_r, \quad (6.6)$$

în care: V_c este volumul camerei de ardere; R – constanta gazelor. Exprimând convenabil:

$$N_r = \frac{p_r \cdot V_c}{R \cdot T_r}, \quad (6.7)$$

se ajunge la relația:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a \cdot \nu_p - p_r}, \quad (6.8)$$

unde: ΔT este preîncălzirea amestecului pe traseul admisiei; ν_p – coeficientul de postardere; ε - raportul de comprimare.

Astfel, se observă posibilitatea reducerii coeficientului gazelor reziduale pe mai multe căi [6]:

- Micșorarea volumului ocupat de gazele reziduale, adică V_c , prin creșterea raportului de comprimare ε ;
- Reducerea presiunii gazelor reziduale;
- Mărirea temperaturii T_r (scăderea densității).

Cu creșterea raportului de comprimare se mărește și gradul de destindere a gazelor, deci scade temperatura T_r . Creșterea turației și sarcinii duc la mărirea T_r .

Valorile tipice pentru temperatura gazelor reziduale T_r , în cazul motoarelor în patru timpi sunt (900 ... 1000) K la MAS cu carburator și (700 ... 900) K la MAC [6].

Coefficientul de umplere se calculează pornind de la relația [3]:

$$\eta_u = \frac{N_p}{N_0} = \frac{N_p}{p_0 \cdot V_s / R \cdot T_0}. \quad (6.9)$$

Numărul de kilomoli N_a corespunzător punctului a se determină pornind de la N_p kilomoli de fluid motor proaspăt și $(\gamma_r \cdot N_p)$ kilomoli de gaze reziduale [3]:

$$N_a = N_p + \gamma_r \cdot N_p = N_p(1 + \gamma_r), \quad (6.10)$$

iar N_p va fi:

$$N_p = \frac{N_a}{1 + \gamma_r} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a \cdot V_a}{R \cdot T_a}. \quad (6.11)$$

Înlocuind în relația de calcul a coeficientului umplerii se obține:

$$\eta_u = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{V_a}{V_s}. \quad (6.12)$$

Exprimând convenabil $V_a = \varepsilon \cdot V_c$ și $V_s = V_a - V_c = \varepsilon \cdot V_c - V_c = V_c(\varepsilon - 1)$, se obține la final [3]:

$$\eta_u = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}. \quad (6.13)$$

Pentru motoarele supraalimentate sau în doi timpi, parametri p_0 și T_0 se înlocuiesc cu presiunea, respectiv temperatura la ieșirea din agregatul de supraalimentare.

6.3. Influența factorilor constructivi

Construcția sistemului de admisie introduce pierderi gazo-dinamice mai mari la sistemele cu clapetă obturatoare decât la cele fără obturator. Sursele pierderilor sunt: filtrul de aer, difuzorul carburatorului cu obturatorul, colectorul și conductele acestuia, galeriile de admisie și secțiunea de curgere a supapei de admisie, cu mențiunea că în cazul MAC obturatorul, difuzorul și injectorul/injectoarele tipice injecției mono și multipunct de benzină lipsesc. La o deschidere completă a obturatorului cele mai mari pierderi se înregistrează la nivelul supapei de admisie, aproximativ 80% [3]. De aici rezultă importanța măririi secțiunii de curgere pe sub supapa de admisie prin mărirea numărului de supape sau creșterea diametrului talerului și înălțimii de ridicare.

La nivelul filtrului de aer pierderile sunt direct corelate cu capacitatea de filtrare (finețea particulelor reținute în filtru) și gradul de colmatare a acestuia [3].

Construcția sistemului de evacuare are influență prin rezistențele de curgere a gazelor dinspre cilindru spre exterior sunt mai mari cu atât se mărește aria diagramei indicate de pompaj și cresc pierderile, cu penalizarea coeficientului de umplere. În acest sens se caută concepția și realizarea unor atenuatoare de zgomot și sisteme post-tratare care să prezinte o rezistență la curgere cât mai mică.

Optimizarea fazelor distribuției este necesară deoarece influențează semnificativ diagrama de pompaj (v. subcap. 6.1).

Raportul de comprimare exercită o influență complexă asupra schimbului de gaze deoarece cu creșterea acestuia se mărește și coeficientul de umplere, dar sporește și încărcarea termică a motorului, mai cu seamă la nivelul camerei de ardere, cu penalizarea densității încărcăturii proaspete, concomitent cu modificarea baleiajului cilindrului. Unele cercetări experimentale sugerează că modificarea raportului de comprimare influențează modest umplerea, importante fiind valorile turației și sarcinii motorului [6].

Arhitectura camerei de ardere exercită influență apreciabilă asupra admisiei și evacuării prin poziționarea, numărul și dimensiunile supapelor. Camerele de ardere în chiulasă, prevăzute cu supape înclinate, asigură coeficienți de umplere superiori [3].

Materialul pistonului influențează umplerea prin nivelul termic al acestuia. Cu cât materialul conduce mai bine căldura (aliaje de aluminiu), cu atât umplerea va fi mai bună [3]. De asemenea, o soluție de răcire a pistonului poate să asigure o sporire ușoară a coeficientului de umplere.

6.4. Influența factorilor de exploatare

Condițiile inițiale sunt tipic reprezentate prin presiunea și temperatura inițială a fluidului motor, cantitatea gazelor reziduale, precum și turbulența încărcăturii proaspete la intrare în cilindru.

Variația presiunii inițiale p_0 la intrarea pe traseul admisiei (filtrul de aer, dacă este prevăzut) induce variații corespunzătoare în valoare și sens la nivelul mărimii presiunii la sfârșitul admisiei [3]. Astfel pot fi înțelese penalizările de putere la funcționarea motorului la altitudini mai mari, fenomen deosebit de pronunțat în cazul motoarelor de aviație.

Temperatura inițială T_0 influențează coeficientul de umplere, v. rel. (6.13) (Fig. 6.5), densitatea fluidului motor ρ_0 (Fig. 6.6.) și masa încărcăturii proaspete (Fig. 6.7).

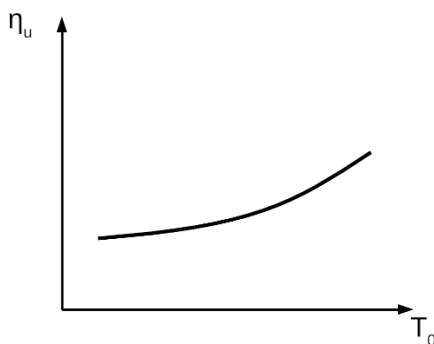


Fig. 6.5. Influența temperaturii inițiale asupra coeficientului de umplere [3].

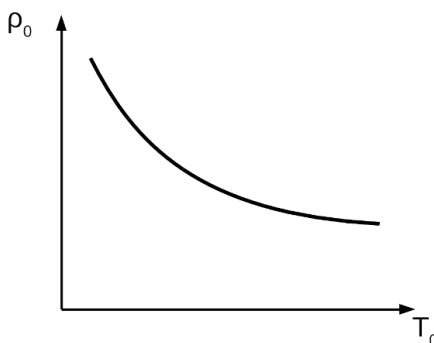


Fig. 6.6. Variația densității fluidului motor cu temperatura inițială [3].

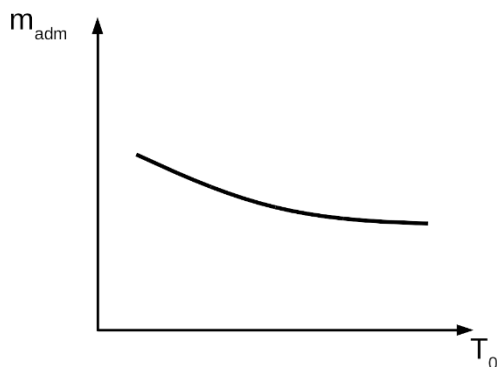


Fig. 6.7. Influența temperaturii inițiale asupra masei încărcăturii proaspete [3].

Se observă efectul total ușor negativ, de penalizare a masei de fluid motor reținute la creșterea temperaturii inițiale, ca urmare a efectelor contrare: creșterea coeficientului de umplere la mărirea temperaturii inițiale T_0 , pe de-o parte și scăderea densității, pe de alta [3].

Cantitatea de gaze reziduale exprimată prin coeficientul gazelor reziduale γ_r are o influență majoră asupra umplerii cilindrului, fiind corelate invers cu coeficientul de umplere [3].

Presiunea gazelor reziduale p_r este bine corelată cu cantitatea acestora γ_r , având ca efect imediat întârzierea începutului umplerii, care devine posibilă doar după destinderea gazelor reziduale, și scăderea coeficientului de umplere [6]. Această presiune este determinată, în principal, de organizarea evacuării și de nivelul rezistențelor gazo-dinamice pe traseul de evacuare [6].

Temperatura gazelor reziduale T_r exercită influență asupra coeficientului de umplere prin intermediul γ_r (v. rel. (6.13)), în sensul că γ_r scade cu creșterea temperaturii T_r .

De-a lungul timpului s-a observat că **turbulența încărcăturii proaspete** admise exercită o influență negativă asupra umplerii. În același timp, un oarecare grad de turbulență poate să asigure o mai bună calitate a amestecului aer-combustibil.

Sarcina la turație constantă influențează umplerea în mod diferit la MAS și la MAC. La MAS cu clapetă obturatoare, punctul de strangulare constituit de deschiderile mici ale clapetei (la sarcini parțiale) aduce penalizări de curgere semnificative, cu mărirea coeficientului gazelor reziduale și scăderea randamentului umplerii. Pe de altă parte, regimul termic mai scăzut al pieselor din avalul galeriei de admisie face posibilă o încălzire mai puțin pronunțată a încărcăturii proaspete și o mai bună umplere. Dintre cele două procese contradictorii arătate, pierderile gazo-dinamice cauzate de obturator și poziția acestuia predomină, astfel că la sarcini mici se observă o scădere a coeficientului de umplere [3].

La MAC și MAS fără clapetă obturatoare (ciclul *Miller*) modificarea sarcinii se realizează în mod diferit, astfel că nu se manifestă efectul negativ al deschiderii parțiale a obturatorului. Totuși, modalitatea de variație a sarcinii la MAC este diferită prin natura ei⁵ față de cazul MAS fără clapetă⁶ [14].

⁵ Modificarea dozei de combustibil injectat.

⁶ Modificarea fazelor distribuției, a secțiunii de curgere a supapelor și a dozei de combustibil în mod corespunzător.

În situația lipsei clapetei obturatoare doar regimul termic al pieselor din avalul galeriei de admisie aduce unele penalizări modeste ale umplerii, la sarcini mari [14].

Turația la sarcină constantă influențează atât admisia, cât și evacuare, din cauza creșterii pierderilor gazo-dinamice pe ambele trasee, cu creșterea debitului și a vitezei de curgere. Aceste penalizări se observă cel mai bine pe diagrama de pompaj (Fig. 6.8).

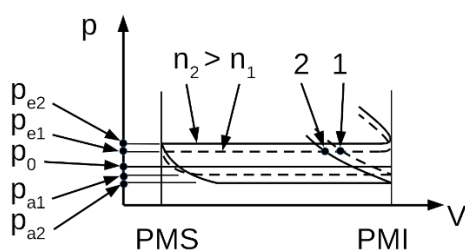


Fig. 6.8. Influența turației asupra diagramei indicate de pompaj [3].

La creșterea turației de la n_1 la n_2 se mărește presiunea de evacuare ($p_{e2} > p_{e1}$), în vreme ce presiunea de admisie scade suplimentar ($p_{a2} < p_{a1}$). Momentul optim de închidere a supapei de admisie (2) la turații mai mari este întârziat față de turațiile scăzute (1). Acest deziderat se poate atinge parțial cu ajutorul unui sistem cu distribuție variabilă "clasic" și aproape total la folosirea unui sistem de distribuție electronic, fără arbore cu came. Din acest motiv, la sistemele de distribuție invariabilă fazele distribuției se stabilesc în funcție de destinația motorului de tracțiune rutieră: pentru motoarele de autoturism fazele sunt optime la regimul de putere maximă și turație nominală, iar la cele de autocamioane și tractoare, la regimul și turația de moment maxim [3].

Suplimentar față de factorii indicați anterior și influența acestora, asupra umplerii mai exercită influență și presiunea la sfârșitul admisiei și preîncălzirea încărcăturii proaspete pe traseul admisiei.

Variația coeficientului de umplere pe plaja de turație, la diferite sarcini, pentru cele două tipuri de motoare, este prezentată în Fig. 6.9.

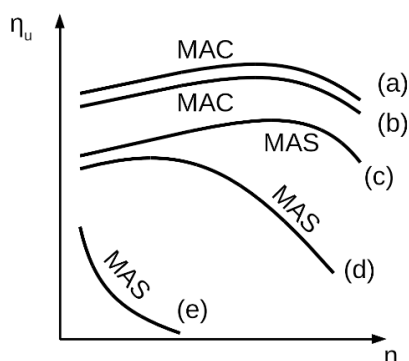


Fig. 6.9. Variația coeficientului de umplere în funcție de turație, pentru mai multe sarcini: a, e – mers în gol; b, c – sarcină plină; d – sarcină parțială [3].

6.5. Schimbul de gaze la motoarele în doi timpi

Prima distincție care trebuie făcută în cazul admisiei motoarelor în doi timpi comparativ cu cele în patru timpi, anterior descrisă, constă în faptul că încărcătura proaspătă pătrunde în cilindru doar dacă are o presiune mai mare decât cea atmosferică.

După cursa de destindere cilindru este umplut cu gazele de ardere, dar nu există cursă de evacuare și de admisie distincte. În schimb, aerul sub presiune pătrunde în cilindru fie prin **luminile de baleiaj**, fie prin supapa de

admisie⁷. Fluidul motor proaspăt împinge majoritatea gazelor de ardere spre exterior, fie prin **luminile de evacuare**, fie prin supapă. Acest proces se numește baleiajul cilindrului. Când majoritatea gazelor de ardere sunt îndepărtate din cilindru, luminile de evacuare se închid, iar în cilindru se găsește un amestec de aer, combustibil și o fracțiune de gaze reziduale. La motorul în doi timpi pistonul îndeplinește și rol de organ de distribuție a gazelor. Motoarele în doi timpi sunt prevăzute majoritar cu camere de ardere unitare [14].

La unele motoare în doi timpi experimentale moderne se folosesc soluții de supraalimentare standard, admisia fiind realizată prin supape, fluidul motor proaspăt fiind aerul comprimat, care spală cilindrul de gazele de ardere, lăsând doar o cantitate mică de gaze reziduale. După închiderea luminilor (supapelor) de baleiaj și evacuare combustibilul este injectat direct în cilindru prin injectoare localizate în chiulasă. În acest fel se evită nivelurile ridicate de hidrocarburi în gazele de evacuare, care altfel sunt atinse din cauza trecerii amestecului aer-combustibil din spațiul admisiei direct în evacuare, la baleiajul clasic al cilindrului, pe durata suprapunerii deschiderii luminilor sau supapelor.

În unele cazuri prin injector este injectat și aer concomitent cu combustibilul, pentru o mai bună amestecare și vaporizare, necesare din cauza duratei scăzute a cursei de comprimare efectivă. Pentru o asemenea

⁷ Un design întâlnit mai rar.

soluție presiunea de injecție a combustibilului este de (5-6) bari, iar cea aerului sub 5 bari [14].

La MAS injecția de combustibil are loc devreme pe cursa de comprimare, iar la MAC doar târziu, când se atinge o temperatură suficientă pentru aprinderea motorinei, de regulă cu avans mic la injecție.

Motoarele în doi timpi pot să fie cu sau fără supraalimentare. În cazul motoarelor ieftine și mici, fără supraalimentare, cursa de destindere comprimă amestecul din carterul inferior, forțându-l să pătrundă în cilindru prin luminile de baleiaj. Curgerea spre exterior, în contracurent, este împiedecată de o supapă special prevăzută în acest sens (v. Fig. 2.3). Pe cursa de compresie vacuumul parțial realizat de mișcarea pistonului forțează intrarea de amestec proaspăt prin supapa anterior amintită. Este de la sine înțeles că motorul și carterul acestuia sunt special proiectate în acest sens, respectiv de a suporta adecvat, la milioane de cicluri de funcționare, presiunea și depresiunea ciclică, asigurând derularea optimă a proceselor.

În cazul motoarelor mari și cele supraalimentate combustibilul este introdus în ciclu prin injecție, în vreme ce la motoarele de mici dimensiuni cel mai adesea se folosește un carburator, acesta din urmă fiind ieftin de produs în serie. Pe măsura înăsprii normelor antipoluare injecția a devenit tot mai răspândită, concomitent cu renunțarea la soluția cu carburator.

Procesul de evacuare începe la aproximativ (100 ... 110)° RAC după PMS cu deschiderea luminilor/supapei de evacuare, iar admisia fluidului motor proaspăt este inițiată cu aproximativ 50° RAC înainte de PMI [14]. Presiunea la care amestecul proaspăt intră în cilindru este de (1,2 ... 1,8) bari [14].

În scopul asigurării unei economicități superioare, concomitent cu menținerea unui nivel mai scăzut al hidrocarburilor în gazele de evacuare, se preferă baleierea cilindrului doar cu aer curat (nu amestec), combustibilul fiind injectat după terminarea admisiei, pe cursa de compresie.

În cazul motoarelor care comprimă fluidul motor în interiorul carcasei uleiul de ungere este adăugat pe admisie, deoarece în acest caz carterul inferior nu poate îndeplini rolul de rezervor de ulei, la fel ca și în cazul majorității motoarelor în patru timpi pentru tracțiune rutieră. Soluția răspândită este de lubrifiere a mecanismului motor (ambielajul) prin vapori de ulei. O altă soluție constă în adăugarea unei fracțiuni de ulei în combustibil, care se vaporizează în carburatoare special concepute în acest scop. Această metodă prezintă două inconveniente [14]:

- Unii vapori de ulei ajung direct în evacuare pe durata procesului de baleiaj al cilindrului, cu un rol semnificativ la creșterea emisiilor de hidrocarburi;
- Arderea este mai puțin perfectă din cauza prezenței uleiului în amestecul proaspăt din cilindru.

Motoarele în doi timpi supraalimentate sunt prevăzute, în mod normal, cu sisteme de ungere standard sub presiune și carter inferior cu rol de rezervor (baie) de ulei.

Există trei scheme de baleiaj: în buclă deschisă (Fig. 6.5), în buclă închisă (Fig. 6.6) și în echicurent, acesta din urmă fiind cel mai adesea de tip mixt, atât prin lumini, cât și prin supape (evacuare) (Fig. 6.7).

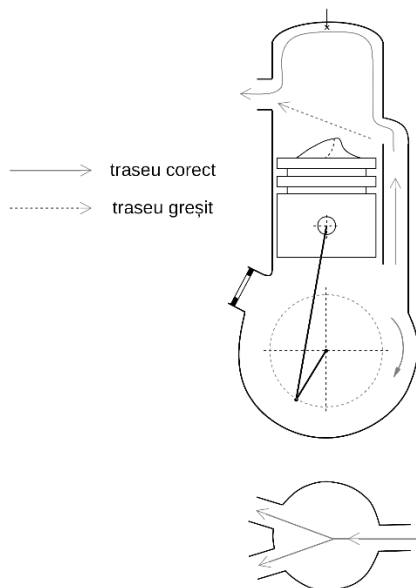


Fig. 6.5. Baleiaj în buclă deschisă cu piston cu cap profilat [11].

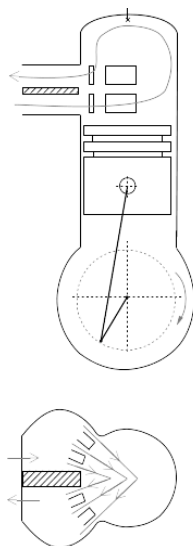


Fig. 6.6. Baleiaj în buclă închisă [11].

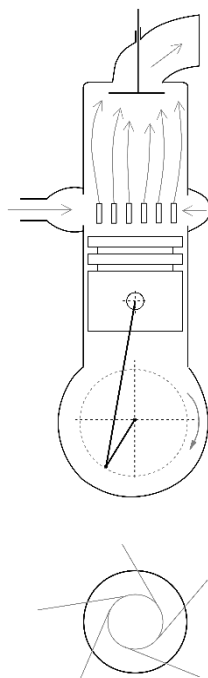


Fig. 6.7. Baleiaj în echicurent cu lumini de admisie și supapă de evacuare [11].

În cazul baleiajului în buclă deschisă încărcătura proaspătă trebuie dirijată de așa manieră încât să asigure spălarea întregului cilindru, fără scurt-circuitarea traseului de baleiaj, din admisie direct în evacuare. Acest deziderat este atins prin profilarea adecvată a capului pistonului [14]. Schema de baleiaj mixt asigură cea mai bună spălare a cilindrului, dar necesită un sistem de distribuție cu supape, fiind mai complicat, mai voluminos, mai greu și mai scump.

Pentru generarea aceleași puteri motorul în doi timpi are nevoie de mai mult aer decât cel în patru timpi din cauza baleiajului cilindrului și a încărcăturii proaspete practic pierdute pe durata acestui proces. În cazul motorului în doi timpi randamentul umplerii se exprimă fie prin **raportul**

fluidului motor proaspăt livrat, fie prin **eficiența reținerii încărcăturii proaspete**, definite după cum urmează [14]:

$$\eta_{livr} = m_{fml} / V_s \cdot \rho_a, \quad (6.30)$$

$$\eta_{ret} = m_{fmr} / V_s \cdot \rho_a, \quad (6.31)$$

în care: m_{fml} este masa de fluid motor proaspăt livrat pe admisie; V_s – cilindrul unitară (volumul acoperit prin mișcarea pistonului); m_{fmr} – masa de fluid motor proaspăt reținut la începutul cursei de comprimare; ρ_a – densitatea aerului.

Aceste mărimi specifice motoarelor cu ardere internă în doi timpi variază în limitele (0,65 ... 0,95) pentru η_{livr} , respectiv (0,5 ... 0,75) pentru η_{ret} [14].

MIȘCAREA GAZELOR ÎN INTERIORUL CILINDRULUI ȘI CAMEREI DE ARDERE

Aerul, combustibilul și gazele de ardere execută mișcări tipice pe durata fiecărei curse care alcătuiesc un ciclu complet. Aceste mișcări sunt necesare pentru facilitarea și accentuarea evaporării și amestecului combustibilului cu aerul, precum și o ardere mai eficientă și mai rapidă [14].

7.1. Turbulența

Turbulența apare întotdeauna pe durata schimbului de gaze din cauza vitezelor mari de curgere. Singurele excepții de la curgerea în regim turbulent se întâlnesc în spații înguste, colțuri și interstiții datorită curgerii atenuate de imediata proximitate a pereților. Oricum, sub aspectul transferului de căldură, evaporării, amestecului și vitezei de propagare a frontului de flacără turbulența amplifică aceste procese cu un ordin de mărime [11]. Cu creșterea turației cresc și vitezele de curgere a gazelor, concomitent cu toate mișcările specifice, cu efecte benefice cu privire la amestec, evaporare și amestec [14]. Procesul turbulenței și efectele acestuia sunt luate în considerare și necesare la concepția, proiectarea și funcționarea motoarelor de turație.

Investigația experimentală a proceselor de schimbare a gazelor a arătat că turbulența este mărită pe durata cursei de admisie, după care scade aproximativ cu debitul de fluid motor proaspăt, în apropiere de PMI. Pe cursa de comprimare turbulența crește din nou, atingând valori mari în apropiere de PMS, în scopul creării condițiilor necesare unei arderi îmbunătățite.

Procesele de schimbare a gazelor sunt organizate de așa manieră încât să asigure nivelul dorit de turbulență. Mișcările dezirabile ale gazelor sunt realizate prin forma camerei de ardere și a pistonului, profilul supapelor și sediilor acestora, forma și orientarea galeriilor, în special de admisie, forma camerei de ardere și prin unghiurile formate de supape cu axa cilindrului și cu liniile de curent din galerii [14].

Turbulența depinde cel mai mult de turația motorului, fiind corelată direct cu aceasta. Deoarece cu creșterea turbulenței se accentuează amestecarea, vaporizarea și arderea combustibilului, s-a observat că o mică variație a perioadei de ardere (exprimată în $^{\circ}\text{RAC}$), practic pentru toate motoarele de același tip. Ce nu se modifică cu turbulența este întârzierea la aprindere deoarece aceasta depinde de pregătirea chimică a combustibilului. Pentru a compensa această invariabilitate a întârzierii la aprindere, în cazul turațiilor mari se mărește avansul la producerea scânteii electrice [11].

Turbulența nu este dorită în cazul baleiajului cilindrului la motoarele în doi timpi deoarece conduce la o amestecare accentuată a amestecului proaspăt cu gazele de ardere și creșterea nivelului de hidrocarburi în gazele de evacuare, precum și la un consum mărit de combustibil.

Un alt aspect important negativ cu privire la nivelurile mari ale turbulenței constă în amplificarea transferului de căldură convectiv de la gaze la pereți și creșterea pierderilor de căldură, adică un slab randament termic.

7.2. Mișcarea de rotație în jurul axei cilindrului - *SWIRL*

Această mișcare de rotație a fluidului motor proaspăt în jurul axei cilindrului deține, de departe, cea mai mare pondere dintre toate tipurile de mișcări ale gazelor și se numește, în limbaj de specialitate, *swirl* (Fig. 7.1).

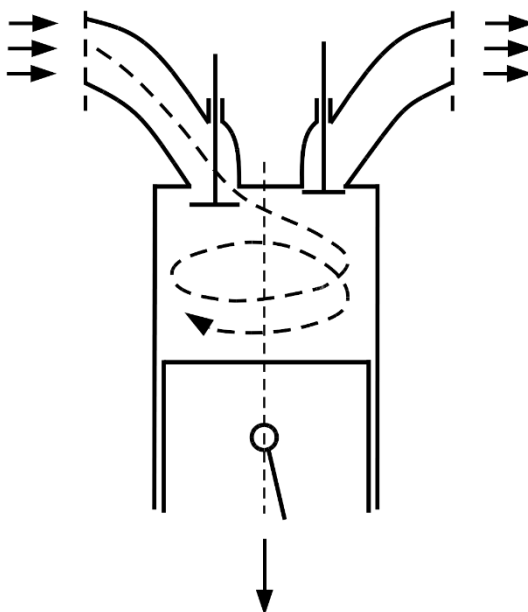


Fig. 7.1. Mișcarea de rotație a gazelor în jurul axei cilindrului – *swirl* [14].

Mișcarea *swirl* se asigură prin conturul și forma galeriilor de admisie, prin forma și poziționarea supapei și a sediului acesteia și, uneori, prin profilarea corespunzătoare a capului pistonului [14].

Cel mai important rol al acestei mișcări este de a omogeniza rapid amestecul aer-combustibil, chiar înainte de ardere. În plus, *swirl* contribuie la distribuția avantajoasă a frontului de flacără, pe durata procesului arderii [12].

Investigația experimentală și, în special, modelarea acestei mișcări sunt deosebit de complexe din cauza multitudinii de factori implicați: distribuția neuniformă a câmpului vitezelor, atât radial cât și axial, în interiorul cilindrului; regimul tranzitoriu; modificarea proprietăților gazelor; variația caracterului curgerii; frecarea cu pereții etc.

Pentru majoritatea motoarelor cu combustie internă, camera de ardere este localizată fie în chiulasă, fie în piston, fie în ambele, fiind poziționată în apropierea axei cilindrului (Fig. 7.2).

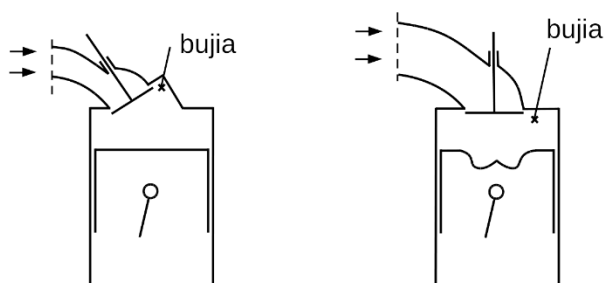


Fig. 7.2. Schița geometriei camerei de ardere [14].

În cazul acestor camere de ardere, când pistonul este aproape în PMS, raza de rotație a volumului cilindric de gaz se reduce semnificativ, cu creșterea vitezei unghiulare a mișcării, în baza conservării impulsului. Este perfect normal ca viteza unghiulară a mișcării de rotație să crească de (3 ... 5) ori, în PMS, chiar în situația accentuării frecării cu pereții. Viteza unghiulară ridicată este dezirabilă în PMS deoarece distribuie foarte rapid frontul de flacără în volumul camerei de ardere. În unele arhitecturi ale camerei de ardere bujia se poziționează ușor descentrat față de axa cilindrului pentru a utiliza la maxim mișcarea *swirl* și a reduce timpul de ardere [14].

La motoarele în doi timpi mișcarea de rotație a gazelor în jurul axei longitudinale a cilindrului se obține prin profilarea muchiilor luminilor de baleiaj și orientarea galeriilor. La aceste motoare mișcarea *swirl* contribuie la eliminarea aproape completă a volumelor de gaze nebaleiate, dar crește gradul de amestecare a gazelor de ardere cu încărcătura proaspătă. În general, profilarea luminilor în acest scop duce la o penalizare a randamentului umplerii [14].

Pentru MAC și MAS cu injecție directă, perioada unei rotații *swirl* și numărul de găuri din pulverizatorul injectorului sunt relaționate cu timpul de injecție (măsurat tipic în °RAC, dar se poate exprima și în ms), după următoarea relație [14]:

$$\text{timpul de injecție} = \frac{\text{perioada swirl}}{\text{numărul de găuri}} \quad (7.1)$$

În acest fel se asigură o distribuție superioară a combustibilului în întregul volum al camerei de ardere (Fig. 7.3).

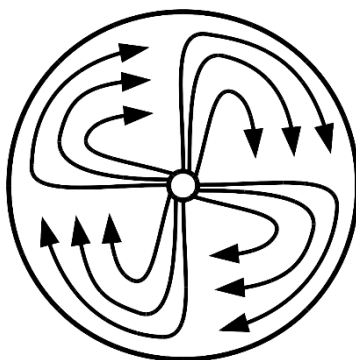


Fig. 7.3. Schema de distribuție a combustibilului cu ajutorul mișcării *swirl* [14].

De menționat că numărul de găuri din pulverizator și diametrul acestora trebuie să satisfacă și alte cerințe importante: asigurarea fineții

dorite a pulverizării, injectarea dozei de combustibil per ciclul în funcție de presiunea de injecție și regimul de lucru al motorului etc. Toate aceste cerințe, caracteristice procesului complex al injecției și arderii, sunt adeseori contradictorii, soluția finală de optimizare a injecției fiind un compromis deosebit de complex.

7.3. Mișcarea radial-interioară în apropierea PMS - *SQUISH*

Atunci când pistonul se găsește foarte aproape de PMS, la sfârșitul cursei de comprimare, volumul poziționat la exteriorul conturului cilindrului este brusc redus foarte mult din cauza camerei de ardere poziționate central, fie în chiulasă, fie în piston, fie în ambele. În acest mod ia naștere o mișcare radială a gazelor, direcționată spre interior. Această mișcare poartă numele de *squish* [14].

Tipul de mișcare tocmai descris se compune cu alte tipuri de mișcare ale gazelor din cilindru și camera de ardere, contribuind la amestecarea combustibilului cu aerul și la accelerarea propagării frontului de flacără pe durata procesului arderii [14]; viteza maximă a acestei mișcări se atinge tipic cu cca. 10° RAC înainte de PMS (Fig. 7.4).

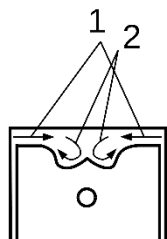


Fig. 7.4. Formarea mișcării radial-interioare: 1 – mișcarea *squish*; 2 – mișcarea de rotație în jurul unei axe ortogonale pe axa cilindrului (*tumble*) [14].

Odată cu începerea cursei de destindere, pe durata arderii, îndepărtarea pistonului de PMS și generarea unui volum liber orientat exterior, spre pereții cilindrului, determină curgerea gazelor sub presiune dinspre camera de ardere spre exterior, adică o mișcare radial-exterioară numită *inverse squish*. Această mișcare orientată spre exterior are o influență semnificativă asupra fazei sfârșitului arderii [14].

7.4. Mișcarea de rotație în jurul unei axe ortogonale pe axa cilindrului - *TUMBLE*

Mișcarea radial-interioară determină, la rândul ei, o mișcare de rotație în jurul unei axe în mișcare, ortogonală pe axa longitudinală a cilindrului. Această mișcare se numește **tumble** [14].

O mișcare de tip *tumble* se obține și pe cursa de admisie prin profilarea și poziționarea corespunzătoare a supapei de admisie și a scaunului acesteia, precum și a galeriei de admisie, profilarea pistonului, distribuția variabilă etc. (Fig. 7.5).

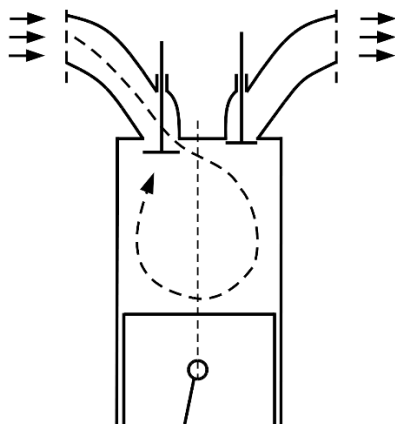


Fig. 7.5. Mișcarea *tumble* generată pe cursa de admisie [12].

Mișcarea de tip *tumble* exercită o influență specială asupra stratificării amestecului, proces esențial în obținerea performanțelor energetice, economicității și încadrarea în normele de poluare tipice motoarelor actuale.

7.5. Curgerea gazelor prin interstiții și spații înguste

În camera de ardere există interstiții umplute cu aer, combustibil sau gaze de ardere. Aceste mici spații includ: spațiul dintre piston și cilindru – 80% din totalul interstițiilor, spațiul dintre spirele asamblării filetate a bujiei sau injectorului – 5%, cavități formate în garnitura de chiulasă – (10 ... 15)% și spații existente în colțuri nerotunjite ale camerei de ardere. Deși spațiul cumulat al interstițiilor și colțurilor deține o pondere de (1 ... 3)% din totalul camerei de ardere, s-a descoperit că acesta exercită o influență mare asupra ciclului de lucru [14].

La MAS amestecul combustibil-aer este forțat în interstiții întâi pe cursa de comprimare, iar apoi pe durata arderii, când presiunea din cilindru crește semnificativ.

Pe durata arderii, la valori mari ale presiunii în interiorul cilindrului, gazele sunt forțate în interstiții, având aproximativ aceeași presiune ca și în volumul cilindrului. În aceste zone, depărtate de electrozii bujiei, în fața frontului de flacără (spațiul dintre cilindru și piston), un amestec aer-combustibil va fi împins forțat, în vreme ce în zonele din spatele frontului de flacără (spirele filetului bujiei) se vor găsi gaze de ardere. Deoarece volumul interstițiilor este extrem de mic și este înconjurat de pereți de metal mult mai groși, la temperatura normală a peretelui camerei de ardere, temperatura gazelor forțate în interstiții este aproximativ egală cu temperatura pereților.

Amestecul aer-combustibil blocat în volumul extrem de redus al interstițiilor nu poate să ardă deoarece căldura frontului de flacără minuscul este transferată și condusă la și prin pereți, iar energia necesară arderii scade sub nivelul la care flacăra se poate auto-susține, astfel că aceasta din urmă se stinge.

Deoarece presiunea din interstiții este mare, iar temperatura este aproximativ egală cu cea a pereților mai reci, densitatea în interstiții este foarte mare. Deși volumul cumulat al interstițiilor reprezintă un mic procent din cel al camerei de ardere, masa blocată la nivelul spațiilor înguste poate să ajungă până la 20% din totalul masei gazelor din camera de ardere, în punctul de maximă presiune a ciclului [14].

După scăderea presiunii din cilindru, pe durata destinderii, o parte din gazele blocate în interstiții vor fi împinse invers, spre interiorul cilindrului, fiind arse, dar gazele împinse spre sfârșitul destinderii nu vor arde din cauză că nu mai există front de flacără (arderea nu se poate prelungi atât de mult în destindere). Aceste gaze interstițiale nearse vor fi evacuate spre exterior, cu creșterea emisiei de hidrocarburi și scăderea randamentului termic și a economicității.

În MAC, deoarece combustibilul este introdus în camera de ardere cu puțin timp înaintea arderii (injecția de combustibil), s-a constatat că mult mai puțin combustibil ajunge în volumele interstițiale, iar problemele anterior descrise sunt mult reduse [14].

Fabricanții de motoare depun constant eforturi pentru reducerea la minim a volumului cumulat al interstițiilor, colțurilor și spațiilor înguste din

camera de ardere, în principal prin toleranțe mai strânse și un control de calitate îmbunătățit. Cu creșterea raportului de comprimare volumul camerei de ardere scade, în vreme ce volumul cumulat al interstițiilor rămâne relativ constant, rezultând, deci, o creștere procentuală a acestuia din urmă. Alte măsuri de reducere a volumului interstițial cumulat constau în folosirea pistoanelor din aliaje feroase (prezintă dilatări reduse comparativ cu cele din aliaje de aluminiu și suportă toleranțe mai strânse) și poziționarea primului segment de compresie cât mai aproape de suprafața capului pistonului.

PROCESUL DE COMPRIMARE

8.1. Comprimarea și aspectele specifice acesteia

Comprimarea fluidului motor proaspăt, după încheierea cursei de admisie, are un rol complex, pe trei direcții distincte, evidențiate în cele ce urmează.

Creșterea randamentului termic – pleacă de la principiul fundamental al unei mașini termice, așa cum a fost enunțat pentru prima dată de Carnot. Orice mașină termică are nevoie de o sursă rece – limitată la sistemul de răcire și temperatura mediului ambiant și una caldă – căldura obținută prin arderea combustibilului. Cu cât diferența dintre temperaturile celor două surse de lucru, mai sus arătate, este mai mare, cu atât randamentul termic este mai ridicat. Relația de exprimare a randamentului termic este [11]:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_r}{T_c}, \quad (8.1)$$

unde: T_r este temperatura sursei reci, iar T_c – temperatura sursei calde.

Întrucât arderea combustibilului în cilindru, la o temperatură apropiată de cea ambientală¹ duce la vârfuri de temperatură per ciclu relativ scăzute, comprimarea prealabilă arderii a constituit soluția aleasă de inovatorii din acest domeniu tehnic pentru ridicarea temperaturii sursei

¹ Motor atmosferic.

calde. Practic, odată cu concepția ciclului în patru timpi² și realizarea acestuia³ a devenit posibilă atingerea unor temperaturi maxime mult mai mari pe durata unui ciclu complet⁴.

Procesul comprimării are loc pe evoluția $a-c$, începe după PMI, odată cu închiderea supapei de admisie (a) și se încheie cu inițierea arderii (c) (Fig. 8.1).

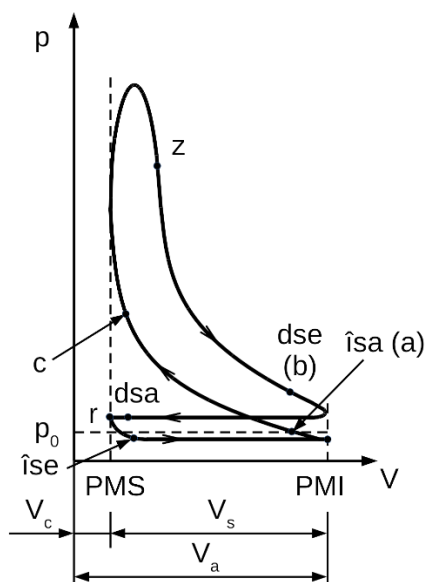


Fig. 8.1. Procesul comprimării, evoluția $a-c$ [11].

Inițierea arderii la presiunea p_c și temperatura T_c , atinse la sfârșitul comprimării a fost una dintre măsurile luate cu succes în scopul creșterii

² Beau de Rochas.

³ N. Otto.

⁴ Ideal temperatura ar fi de $(3.000-4.000)^\circ\text{C}$, de câteva ori mai mare comparativ cu valorile atinse în mașina cu abur, $\eta_t = (5-6)\%$ [11].

randamentului motorului cu ardere internă. Această influență devine cu atât mai evidentă cu cât se analizează relațiile de calcul ale ciclurilor teoretice, în care se observă cu ușurință influența exercitată de raportul de comprimare.

Aprinderea combustibilului – se referă, în principal, la motorul cu aprindere prin comprimare. Deoarece arderea în MAC are loc prin autoaprinderea combustibilului injectat în cilindru la sfârșitul comprimării, este nevoie de o temperatură suficientă pentru declanșarea unei arderi rapide, tipice motoarelor moderne de automobile.

Cercetările experimentale au arătat că pragul de temperatură necesar autoaprinderii combustibilului injectat se atinge pentru un raport de comprimare de $12:1$. În funcționare este nevoie de un plus de temperatură de $(200 \dots 300)^\circ \text{C}$ pentru o ardere suficient de rapidă, motiv pentru care raportul de comprimare se găsește uzual în intervalul $(17 \dots 24):1$ [11]. Limitele intervalului de variație sunt dictate, în cea mai mare măsură, de forma camerei de ardere⁵.

MAS-ul, în contrast cu motorul cu aprindere prin comprimare, are raportul de comprimare mai scăzut din cauza pericolului apariției **detonației**. Odată cu dezvoltarea primelor benzine rezistente la detonație (deceniul 3 al

⁵ Istoric au existat MAC-uri pentru aplicații militare cu rapoarte de comprimare mărite până la $50:1$. Un asemenea raport de comprimare conduce la o temperatură atât de ridicată la sfârșitul comprimării încât practic orice combustibil este injectat se autoaprinde și arde. Acest tip de MAC a fost conceput pentru a face față condițiilor extrem de adverse, normale teatrelor de operațiuni militare. Cea mai mare problemă rămâne pornirea la rece, în cazul în care se utilizează combustibil necorespunzător. Odată pornit motorul funcționează satisfăcător chiar și cu cel mai nefavorabil combustibil [14].

secolului trecut) raportul de comprimare a putut fi mărit, de la 4:1 la (6 ... 7):1, astfel că în prezent acesta are valori tipice de (9 ... 11):1 [12].

Mișcările fluidului motor sunt dirijate, în mare măsură, pe cursele de admisie și comprimare și parțial pe cursa de destindere, după cum s-a arătat anterior în cadrul acestei lucrări, atât la motoarele în patru timpi, cât și la cele în doi timpi.

Raport de comprimare variabil – utilitatea unui raport de comprimare variabil rezultă ușor din necesitatea optimizării proceselor din cilindru (arderea, de ex., este influențată major de raportul de comprimare și dozaj), în funcție de parametri de lucru ai motorului, în principal turația și sarcina. Practic toți marii producători din domeniu au manifestat interes și, uneori, au întreprins cercetări⁶ cu privire la posibilitatea unui raport de comprimare variabil.

Influența unor factori asupra procesului comprimării este arătată în continuare.

Turația exercită o influență semnificativă asupra comprimării deoarece durata acestui proces se reduce mult, având ca efect reducerea schimbului de căldură prin pereți și scăderea pierderilor de presiune prin neetanșeități. Ca rezultat crește exponentul politropic al comprimării, iar evoluția politropică a procesului se apropie tot mai mult de o adiabată [3, 11].

⁶ Constructorul suedez *Saab* se remarcă cu un astfel de design, pentru MAS, capabil să producă 105 kW/litru cilindree și o economie de combustibil de până la 30% [5].

Uzura grupului segmenti-cilindru-piston are un rol hotărâtor asupra procesului comprimării și atingerii temperaturii dorite T_c din cauza amplificării pierderilor prin neetanșeitățile segmentilor cu cilindrul. Efectul acestor uzuri conduce la scăderea puterii motorului, pornire la rece dificilă sau imposibilă, scăderea economicității și creșterea consumului de ulei⁷. De asemenea, defecte cum ar fi: scaune de supape arse sau uzate în grad avansat, supape înțepenite, garnitură de chiulasă arsă sau deteriorată local etc. compromit procesul de comprimare [3]. În consecință, este recomandată verificarea periodică a presiunii compresiei realizate de motor, cu ajutorul unui echipament specializat.

Temperatura pereților este determinată de regimul termic al motorului, fie în funcționare sau oprit, pentru pornirea la rece. Transferul de căldură de la fluidul motor la pereți este un topic extrem de complex, cu multe influențe, care nici astăzi nu sunt pe deplin înțelese, făcând modelarea acestui proces dificilă și imperfectă. Pierderile de căldură prin pereți sunt direct influențate de diferența medie de temperatură de la gaze la pereți. Deoarece pereții sunt mai fierbinți la motoarele răcite cu aer, această căldură pierdută prin pereți scade. În cazul pornirii la rece la temperaturi scăzute ale mediului ambiant, pereții pot fi atât de reci încât temperatura la sfârșitul comprimării este insuficientă pentru inițierea arderii, mai cu seamă la MAC. În această situație, pornirea este imposibilă fără prevederea unor măsuri speciale în acest sens [11].

⁷ Indicator al uzurii avansate a motorului.

8.2. Calculul comprimării

Calculul comprimării are ca scop determinarea temperaturii și presiunii la sfârșitul procesului de comprimare. Presiunea la sfârșitul comprimării se determină cu relația [3]:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c}, \quad (8.2)$$

unde: p_a este presiunea din cilindru la sfârșitul admisiei, iar n_c reprezintă exponentul politropic de comprimare, care se presupune că rămâne constant pe durata întregului proces. Aceasta din urmă este o ipoteză simplificatoare, deoarece, în realitate, n_c scade ușor pe măsura comprimării fluidului motor. Valorile tipice ale exponentului politropic în discuție sunt (1,32 ... 1,39) la MAS și (1,36 ... 1,4) la MAC [3].

Temperatura la sfârșitul comprimării se calculează cu relația [3]:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c - 1}, \quad (8.3)$$

unde T_a este temperatura la sfârșitul admisiei.

Orientativ, presiunea și temperatura la sfârșitul comprimării sunt arătate în Tabelul 8.1 [3].

Tabelul 8.1. Valori orientative ale presiunii și temperaturii la sfârșitul comprimării.

Tipul motorului	Presiunea p_c , daN/cm ²	Temperatura T_c
MAS	(10 ... 20)	(600 ... 750)
MAC	(30 ... 50)	(800 ... 950)

PROCESUL DE ARDERE

Procesul arderii constituie scopul central al funcționării motorului cu ardere internă deoarece prin acest proces se generează lucru mecanic util și momentul motor necesar, care justifică chiar existența și utilizarea motorului.

9.1. Aspecte generale cu privire la arderea în MAI

Arderea constituie o reacție chimică de oxidare rapidă, cu viteză ridicată de reacție, a amestecului potrivit de combustibil cu aer [3, 6]. Apariția flăcării (luminozitatea), cu creșterea rapidă a presiunii și temperaturii, precum și durata foarte scurtă a procesului constituie elemente caracteristice arderii în MAI.

Prin ardere se eliberează energia chimică a combustibilului utilizat – sursa principală de energie a motorului – într-o perioadă relativ scurtă de timp, între cursele de comprimare și destindere, având ca scop și efect aplicarea forței de presiune a gazelor care evoluează în cilindru asupra suprafeței capului pistonului și obținerea de lucru mecanic pozitiv [12].

Arderea, prin scop și complexitate, are impact asupra multor cerințe și elemente specifice motorului cu ardere internă – eficiență energetică, emisii poluante, cerințe privitoare la proprietățile combustibililor, schimbul de gaze, materialele folosite și lista poate continua [12].

Durata procesului arderii marchează una dintre diferențele esențiale dintre ciclul real și cel teoretic, aceasta din urmă fiind construit și explicat în baza premisei unei arderi instantanee, ceea ce este, evident, fals.

Arderea are loc prin generarea de **flacără** (frontul de flacără, mai precis), fiind zona restrânsă unde au loc reacțiile de oxidare rapidă și eliberarea energiei chimice a combustibilului. Flacăra în cilindrul MAI este, normal, extrem de subțire, de ordinul unei fracțiuni de milimetru [12].

Procesul arderii fluidului motor proaspăt în camera de ardere a motorului este considerat un proces extrem de complex, încă neînțeles pe deplin. În consecință, sunt folosite modele simplificate pentru descrierea și explicarea arderii, cu limitările lor evidente, dar suficient de precise pentru identificarea, ierarhizarea și corelarea parametrilor relevanți în optimizarea procesului în discuție [14].

Cerințele arderii amestecului proaspăt în MAI sunt următoarele [3]:

- O ardere cât mai completă a amestecului combustibil-aer;
- Arderea să conducă la transformarea cât mai eficientă a căldurii în energie mecanică;
- Arderea să se desfășoare rapid, dar fără variații exagerate de presiune și viteză de reacție.

Procesul arderii diferă semnificativ la MAS comparativ cu MAC, motiv pentru care este necesară studierea separată a procesului în cele două tipuri de motoare [3, 6, 11, 14]. De asemenea, arderea se studiază sub aspect termodinamic și cinetic [3, 11].

Aspectul termodinamic al arderii – compoziția combustibililor lichizi se exprimă convenabil prin conținutul masic de *carbon (c)*, *hidrogen (h)* și *oxigen (o)*, în *kg element/kg combustibil* [3].

Arderea completă – arderea prin care energia chimică a combustibilului se transformă complet în alte forme de energie (căldură, lumină etc.).

Arderea incompletă – produsele arderii conțin elemente care posedă o cantitate de energie chimică (de ex., CO).

Reacțiile arderii complete (la dozaj stoechiometric) sunt [3]:



Din aceste reacții rezultă oxigenul minim arderii. Știind că în aer există 23% oxigen masic (sau 21% volumic) rezultă astfel aerul minim arderii, L_{min} (v. subcap. 4.1). Coeficientul excesului de aer (v. rel. 4.24) are valori tipice de (0,25 ... 1,25) la arderea în MAS și (1,3 ... 2,5) la MAC [3].

În condiții reale reacțiile de oxidare nu se produc direct, ci cu formarea unor produse intermediare de tipul peroxizilor, care sunt foarte instabili, motiv pentru care compoziția și reacțiile ulterioare nu se cunosc în întregime [11]. Produsele arderii complete, la stoechiometrie, sunt CO_2 , H_2O și N_2 , iar cele ale arderii incomplete CO_2 , H_2O , N_2 și poluanți [3].

Disocierea reprezintă un fenomen tipic temperaturilor înalte din camera de ardere prin care moleculele se descompun în atomi, fiind specifică arderii în MAS, cu desfășurare endotermă, având ca rezultat pierderi de

randament termic de (1 ... 3)%, în vreme ce la MAC aceste pierderi sunt neglijabile [3].

Arderea difuzivă – este proprie MAC și are loc acolo unde se formează zone cu concentrații optime de combustibil pulverizat/vaporizat, în aerul existent. Numele procesului ține de realitatea acestuia, anume combustibilul trebuie să se împrăștie în aerul disponibil (să difuzeze), astfel încât să permită formarea volumelor cu amestec aer-combustibil, la dozajul potrivit arderii [12]. Pe durata acestui tip de ardere apar particule de funingine (carbon nears), care se regăsesc în gazele de evacuare sub formă de **fum**.

Aspectul cinetic al arderii – între inițierea reacțiilor de ardere se desfășoară o serie de procese intermediare, dar pentru o ardere apropiată de cea caracteristică ciclului teoretic, reacțiile trebuie să se desfășoare cât mai rapid posibil [3, 6, 11].

Viteza de reacție reprezintă variația concentrației substanțelor participante la o reacție, în unitatea de timp, fiind influențată de mai mulți factori: concentrația, presiunea, temperatura, energia de activare etc. [6].

Mecanismul atomo – molecular al arderii din motor este explicat cu ajutorul **reacțiilor înlănțuite** și al **reacțiilor cu lanțuri ramificate** [11].

Reacțiile înlănțuite – atomii participanți reacționează la ciocnirea cu substanțele inițiale sau intermediare. Lanțul de reacție se întrerupe când elementul reactiv se ciocnește cu o moleculă inertă, cu un alt element ori cu un perete (Fig. 9.1).

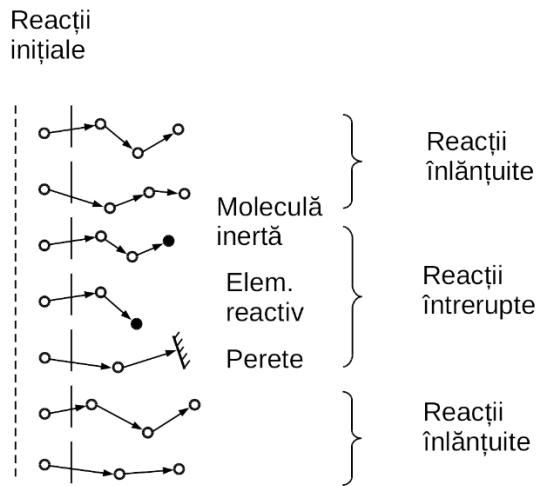


Fig. 9.1. Schema desfășurării reacțiilor în lanț [3].

Reacțiile cu lanțuri ramificate – numărul elementelor care participă la reacție crește, ceea ce duce la formarea unor lanțuri ramificate (catenare), cu o viteză de reacție mai mare comparativ cu tipul precedent (Fig. 9.2).

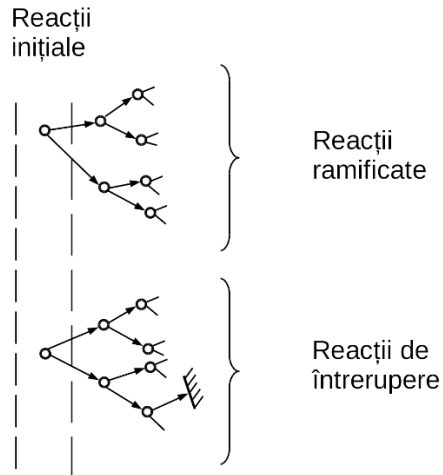


Fig. 9.2. Schema desfășurării reacțiilor cu lanțuri ramificate [3].

Propagarea flăcării – nucleul de flacără se formează prin aprindere sau autoaprindere, după care se dezvoltă în se propagă în volumul camerei de ardere sub forma frontului de flacără. Pentru propagare o importanță deosebită o are caracterul turbulent al mișcării, **pulsația turbulentă**, micro sau macro turbulentă, după mărimea manifestării [6, 11]. Flacăra se propagă în regim laminar sau turbulent.

În *regim laminar*, frontul de flacără se propagă după normala la suprafață, cu o viteză relativă a flăcării față de amestecul aer-combustibil, numită viteza normală a flăcării u_n , cu valori de aproximativ 1 m/s (Fig. 9.3) [11, 12].

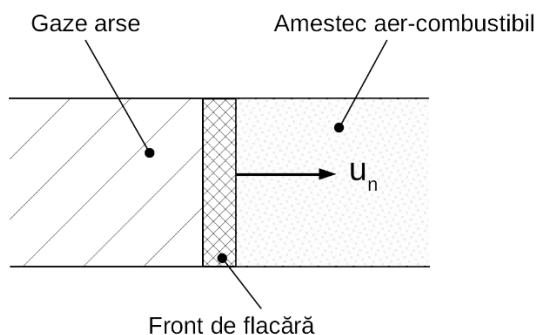


Fig. 9.3. Schema propagării flăcării în regim laminar [3].

Propagarea flăcării în *regim turbulent* are loc cu formarea unui front de aprindere, propagat cu viteza turbulentă u_t (Fig. 9.4). Arderea are loc ca o succesiune de autoaprinderi, datorită amestecului volumelor de gaze arse fierbinți și amestecului de aer-combustibil [3]. Viteza de propagare turbulentă este cu un ordin de mărime mai mare, valori de 50 m/s fiind acceptate pentru o ardere normală [12].

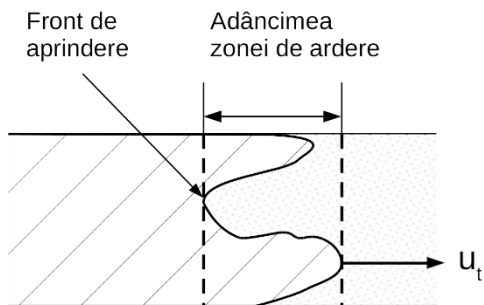


Fig. 9.4. Schema propagării flăcării în regim turbulent [3].

9.2. Arderea în MAS

De la începuturile motorului cu ardere internă, vreme de mai bine de un secol, arderea în MAS a avut loc într-un amestec omogen, aproximativ stoechiometric [14]. În motorul cu aprindere prin scânteie modern, la ardere, sunt aplicate două strategii: **organizarea stratificată a amestecului**¹ și **arderea în amestec sărac**. Amestecul omogen se formează în afara cilindrului, dictând semnificativ desfășurarea procesului arderii.

Arderea în amestecul stratificat are loc în condiții dinamice, pe măsură ce flacăra traversează zone cu amestec de dozaje diferite. În amestecul sărac coeficientul de exces de aer este supraunitar, cu efectele care decurg din această realitate.

Procesul arderii la MAS, **în amestecul omogen**, poate fi împărțit în trei etape [14]:

- 1) Inițierea aprinderii și dezvoltarea flăcării;

¹ Această idee a fost propusă inițial chiar de *N. Otto*.

- 2) Propagarea flăcării și
- 3) Faza terminală (stingerea) a flăcării.

Pentru aprindere și dezvoltarea flăcării se utilizează (5 ... 10)% din amestec, flacăra este inițiată de la o scânteie electrică, începe procesul arderii, dar practic presiunea în cilindru crește foarte puțin, astfel că foarte puțin lucru mecanic pozitiv este produs [14].

Pe durata etapei de dezvoltare a flăcării se arde (80 ... 90)% din cantitatea de amestec și practic tot lucrul mecanic pozitiv, folosit este generat acum. În această etapă presiunea în cilindru crește semnificativ, producând forța necesară deplasării pistonului, pe cursa de destindere [14].

Restul de (5 ... 10)% din amestec se arde pe durata etapei de terminare a flăcării [14]. Pe durata acestei etape presiunea scade rapid și flacăra dispăre.

Flacăra în MAS se poate propaga în mai multe moduri, viteza frontului de flăcără fiind mărită semnificativ de turbulență și mișcarea gazelor în interiorul cilindrului (v. Cap. 7).

Procesul arderii pe diagrama indicată, precum și etapele acestuia sunt arătate în Fig. 9.5 [3, 11].

Inițierea aprinderii și dezvoltarea flăcării are loc prin formarea unui arc electric între electrozii bujiei, cu un avans de (10 ... 30)^o RAC înaintea PMS, în funcție de geometria camerei de ardere și de condițiile de operare ale motorului. Local, între electrozii bujiei se formează un volum de plasmă, la temperatură corespunzătoare, care aprinde amestecul aer-combustibil din

imediate vecinătate, de unde reacțiile de oxidare luminoasă se răspândesc în volumul camerei de ardere [14].

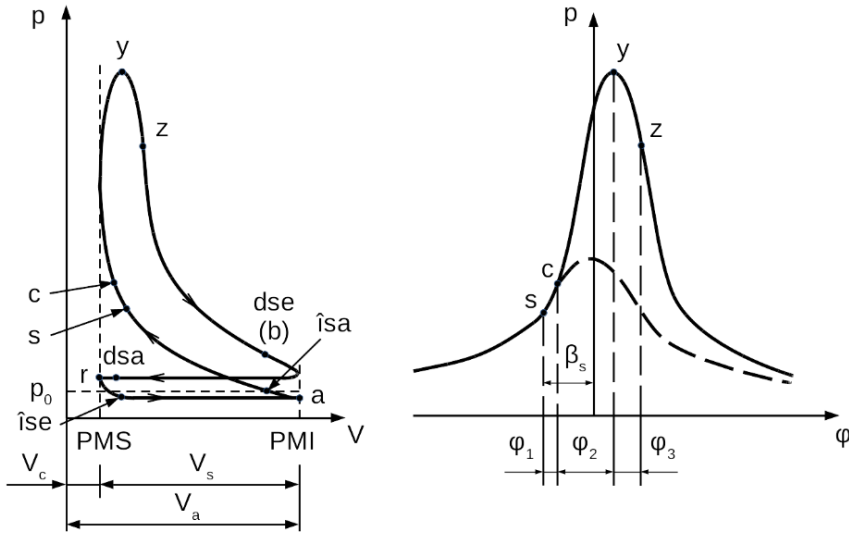


Fig. 9.5. Procesul arderii pe diagrama indicată [3].

Ardearea pornește relativ încet din cauza pierderilor semnificative de căldură în electrozii reci ai bujiei și în amestecul aer-combustibil. Această fază se numește **întârzierea la aprindere (perioada de inducție)**, fiind evidențiată în figura precedentă, ϕ_1 (v. Fig. 9.5); flacăra poate fi detectată după aproximativ 6° RAC de la declanșarea scânteii electrice [14].

Potențialul electric aplicat electrozilor bujiei este de ordinul (25.000 ... 40.000) V, cu un curent maxim de aproximativ 200 A, pe durata a 10 nsec (1 nsec = 10^{-9} sec). Vârful de temperatură atins se situează în jurul nivelului de 60.000 K, iar temperatura medie de cca. 6.000 K [14].

Pentru atingerea voltajului înalt necesar se folosesc mai multe metode. Cea mai comună metodă constă în folosirea unei bobine de inducție

cu rol de ridicare a tensiunii de 12 V^2 , de la bateria autovehiculului. Tensiunea înaltă este livrată bujiei printr-un distribuitor ori, la sistemele mai moderne, fiecare bujie are prevăzută propria instalație de generare a tensiunii înalte. Alte sisteme folosesc un condensator pentru obținerea descărcării electrice între electrozii bujiei. Majoritatea motoarelor mici și a celor mari folosesc un magnetou conectat cinematic la arborele cotit al motorului pentru generarea voltajului necesar bujiilor [14].

Distanța dintre electrozii bujiei la bujiile moderne variază între $0,7$ și $1,7\text{ mm}$ [14]. Distanțele mai mici sunt acceptabile în cazul unui amestec bogat în jurul electrozilor (amestec stratificat) ori dacă presiunea în cilindru la declanșarea scânteii electrice este mai mare, fie prin supraalimentare, fie printr-un raport de comprimare ridicat. Pentru perfecțiunea declanșării aprinderii se folosesc bujii cu mai mulți electrozi sau soluții cu mai multe bujii pe cilindru. Unele cercetări au dus la dezvoltarea unei soluții cu distanța variabilă între electrozi, $(1,5 \dots 8)\text{ mm}$ (un electrod localizat în capul pistonului), în vreme ce altele au explorat posibilitățile de îmbunătățire cu ajutorul unui arc electric continuat după inițierea aprinderii, pentru creșterea vitezei de dezvoltare și propagare a flăcării [5, 14].

Regimul termic cvasi-stabil asigură o temperatură de $(650 \dots 700)^\circ\text{C}$ la nivelul electrozilor bujiei. O temperatură mai mare de 950°C duce la formarea unor puncte fierbinți, cu aprinderea necontrolată a amestecului, iar sub valoarea de 350°C este favorizată ancrasarea bujiei, în timp. Pentru motoare vechi și uzate se recomandă folosirea unor bujii fierbinți pentru combaterea

² Majoritatea autoturismelor folosesc instalația electrică la 12 V .

ancreșării. Controlul termic al bujiei este asigurat cu ajutorul traseului de evacuare a căldurii prevăzut la fabricare în corpul acesteia [14].

Unele bujii folosesc materiale speciale (electrozi cu vârf de platină), fiind capabile de durate extinse de serviciu (*160.000 km*). Bujiiile au evoluat constant de-a lungul timpului³, existând și în prezent preocupări pentru îmbunătățirea acestora.

Flacăra se produce datorită auto accelerării progresive a reacțiilor exoterme, radicalii liberi dezvoltă reacțiile în lanț, cu creșterea exponențială a vitezei de propagare [3]. Cu degajarea de căldură, după saturarea termică a pereților camerei de ardere, temperatura amestecului din camera de ardere crește rapid, ceea ce conduce la accelerarea semnificativă a reacțiilor prin mecanismele descrise anterior [11]. Între faza inițială de ardere și cea principală, ϕ_2 , nu există o delimitare, motiv pentru care ardere este *monostadială la temperatură înaltă* [11].

Arderea principală ϕ_2 – pe durata acestei faze flacăra se propagă rapid în volumul camerei de ardere, majoritar în regim turbulent, cu o viteză

³ Istoric, în sec. XIX, odată cu apariția primelor MAS, au fost încercate multe sisteme de aprindere. Un asemenea sistem folosea aprinderea cu găuri de expunere la o sursă de flacăra permanentă, care erau descoperite la momentul potrivit [14]. O altă metodă folosea o tijă de aprindere fierbinte, care pătrundea în interiorul camerei de ardere, fiind încălzită cu ajutorul unei flăcări continue în afara cilindrului; metoda nu permitea controlul momentului inițierii aprinderii [14].

Sistemele de aprindere electrică au contribuit semnificativ la perfecționarea proceselor din cilindrul motorului. Inițial sistemele electrice operau la 6 V, primele sisteme de încărcare electrică în curent continuu au apărut în 1912, regulatoarele de încărcare în 1930, iar la mijlocul anilor 1950 s-a trecut la sistemele electrice la 12 V. La începutul anilor 1960 s-a renunțat la încărcarea în curent continuu și s-au adoptat pe larg alternatoarele, care asigură valori mai bune ale încărcării la turații scăzute [14].

de (20 ... 40) m/s [3]. Arderea principală durează aproximativ până la atingerea presiunii maxime a ciclului, punctul y (v. Fig. 9.5). Această fază a arderii determină mersul liniștit al motorului prin viteza de creștere a presiunii în cilindrul motorului, caracteristic creșterea de presiune este (0,8 ... 1,8) MPa/°RAC. Eficiența maximă se obține când punctul y se situează la (10 ... 15)° RAC după PMS [6, 12].

Faza terminală ϕ_3 reprezintă o ardere în destindere, când flacăra se stinge din cauza scăderii presiunii și temperaturii, precum și amestecului insuficient de aer-combustibil pentru întreținerea flăcării. Această fază este bine să fie cât mai scurtă pentru evitarea penalizării randamentului prin pierderi pe evacuare. Viteza de ardere are valori reduse pe durata acestei faze, durata arderii terminale este de (30 ... 50)° RAC, dar sfârșitul arderii este dificil de determinat, fiind nevoie de aprecierea cantității de combustibil ars în conjuncție cu căldura degajată în raport cu căldura furnizată ciclului [3, 6, 11].

9.2.1. Factori de influență asupra vitezei de ardere

Factorii de influență asupra vitezei de ardere sunt arătați în continuare.

Compoziția amestecului – influențează semnificativ viteza de ardere și degajarea de căldură. Cum îmbogățirea amestecului și creșterea vitezei de ardere trebuie redus avansul la declanșarea scânteii electrice. Cu sărăcirea amestecului scade viteza de degajare a căldurii, cresc pierderile termice și se mărește întârzierea la autoaprindere, astfel că este necesară mărirea unghiului de avans la declanșarea scânteii electrice [3].

Turația – odată cu creșterea turației se mărește și pulsația turbulentă, cu efect direct asupra creșterii vitezei de ardere. De asemenea, crește și nivelul regimului termic al pieselor, iar exponentul politropic de compresie se mărește și el. Astfel este necesară mărirea avansului la declanșarea scânteii electrice pentru compensarea timpului scurt disponibil pentru arderea amestecului, în caz contrar arderea se prelungește prea mult în destindere, cu penalizarea randamentului și economicității, mărirea suprafeței de schimb termic dintre gazele fierbinți și circuitul de răcire și tendința de supra încălzire a motorului [3, 11].

Sarcina – la reducerea sarcinii prin închiderea clapetei de accelerație crește cantitatea de gaze reziduale, cu influențe negative asupra arderii și reducerea vitezei de propagare a flăcării. La scăderea sarcinii, la turație constantă, trebuie mărit unghiul de avans la inițierea aprinderii, iar pentru scurtarea arderii, să nu se atingă sfârșitul arderii prea aproape de PMS, amestecul trebuie îmbogățit (paradoxal, normal amestecul este bogat la sarcini mari) [3].

Raportul de comprimare – cu creșterea acestuia se obțin temperaturi mai mari la sfârșitul comprimării și accelerarea pregătirii amestecului aer-combustibil pentru ardere. Întârzierea la aprindere este mai mică, la fel și durata arderii principale, cu obținerea vârfului de presiune mai aproape de PMS (viteza mare de degajare a căldurii în volumul relativ redus al camerei de ardere, cu pierderi termice minime) [3].

9.2.2. Formele de ardere anormală la MAS și factori de influență

Arderea cu detonație – procesul arderii pornește normal, după care apar spontan nuclee de flacără în volumul de amestec nears. Aceste nuclee de flacără apar tipic spre sfârșitul arderii, departe de electrozii bujiei, la $(3 \dots 8)^\circ \text{RAC}$ după PMS [14]. Presiunea crește exagerat, cu variații mari, iar flacăra se propagă cu viteze foarte mari, de $(200 \dots 700) \text{ m/s}$ (Fig. 9.6).

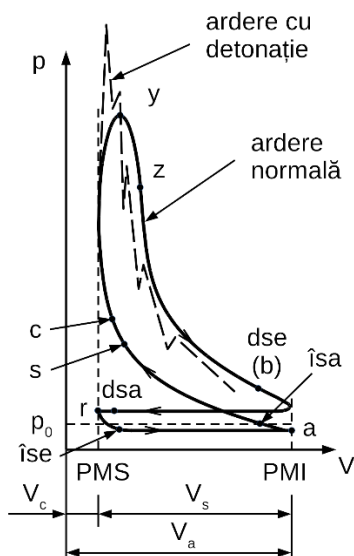


Fig. 9.6. Arderea cu detonație [3].

Creșterile de presiune generate la arderea detonantă duc la apariția și propagarea unor unde de presiune, amplificate reciproc și de ciocnirea cu pereții camerei de ardere, astfel că viteza acestora ajunge în regim supersonic, cca. 2000 m/s [11].

Detonația constituie un proces extrem de complex, cu o multitudine de efecte nedorite [3, 6, 11]:

- Unda de șoc poate deteriora piesele mecanismului bielă-manivelă;
- Amplificarea schimbului termic de la gaze la cilindru;
- Mărirea cantității de carbon liber degajat și formarea de funingine (din cauza acțiunii detonației asupra disociației parțiale a produselor finale de ardere);
- Scade aria diagramei indicate, cu penalizări de putere, randament și economicitate;
- Se amplifică arderea incompletă a combustibilului (arderea nu decurge în condiții normale, optime).

Arderea prin aprinderi secundare – apar spontan aprinderi necontrolate, de la suprafețele fierbinți ale camerei de ardere; aprinderile pot să apară înaintea declanșării scânteii electrice – *preaprindere* (Fig. 9.7) sau după aceasta – *postaprindere* (Fig. 9.8).

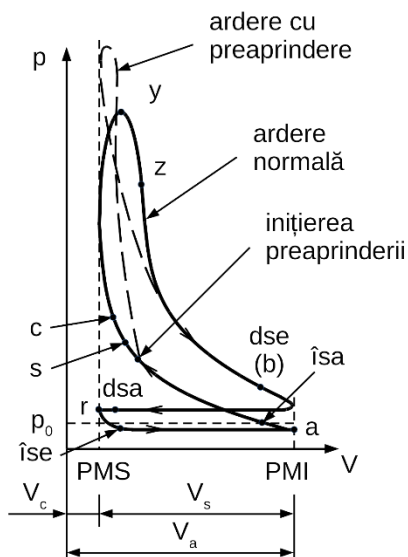


Fig. 9.7. Arderea cu preaprindere [3].

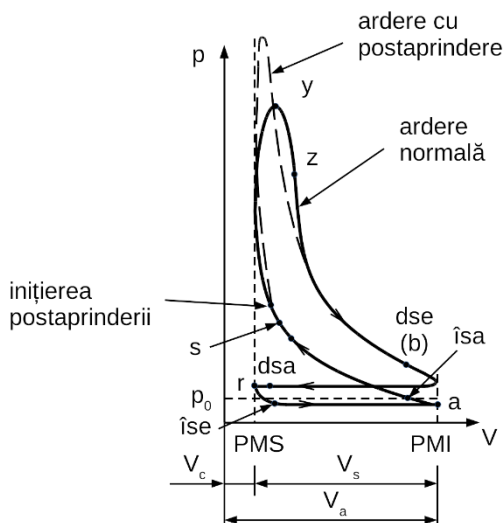


Fig. 9.8. Arderea cu postaprindere [3].

Ambele tipuri de ardere cu aprinderi secundare au loc cu penalizări de putere (în special preaprinderea), funcționarea este neeconomică, iar uzurile anormale.

Factorii de influență asupra formelor de ardere anormală anterior descrise se împart în două categorii, constructivi și de exploatare. Factorii constructivi – raportul de comprimare și arhitectura camerei de ardere sunt analizați în continuare, după care cei de exploatare – presiunea și temperatura inițială, dozajul, avansul la declanșarea scânteii electrice, turația, sarcina, natura combustibilului.

Raportul de comprimare – creșterea acestuia are ca efect scăderea duratei totale a arderii, cu favorizarea apariției detonației [6].

Arhitectura camerei de ardere – influențează viteza de propagare a flăcării și, deci, durata arderii. Camerele de ardere compacte asigură un

parcurs redus al frontului de flacără. Uneori se pot prevedea praguri pentru mărirea turbulenței, frânarea propagării frontului de flacără și reducerea duratei arderii.

Materialul camerei de ardere influențează schimbul termic și starea termică a suprafețelor, cu influență asupra formelor de ardere anormală, în special detonația [11].

Presiunea și temperatura inițială – mărirea presiunii inițiale p_0 duce la scurtarea primelor două perioade ale arderii, ϕ_1 și ϕ_2 , dar și la apariția detonației.

Creșterea temperaturii inițiale conduce la mărirea celor două perioade ale arderii, scăderi ale umplerii, puterii și economicității, concomitent cu creșterea înclinației la detonație [3].

Dozajul – limitele de variație ale dozajului depind de natura combustibilului și procedeul de alimentare (carburație, injecție). Un dozaj incorrect duce la apariția **rateurilor**, fie în admisie (amestec sărac), fie în evacuare (amestec bogat) [3, 11]. La dozaj bogat, tipic puterii maxime, apare cea mai puternică tendință la detonație și aprinderi secundare, pe fondul creșterii încărcării termice a motorului.

Avansul la declanșare scânteii electrice – un avans prea mic prelungește excesiv arderea în destindere, în vreme ce un avans prea mare favorizează apariția detonației, cu creșterea solicitărilor termo-mecanice și uzuri anormale [3, 6].

Turația – cu creșterea turației efectul general este de prelungire a arderii mai mult în destindere, cu efecte asupra eficienței, economicității și

regimului termic, din cauza timpului scăzut avut la dispoziție pentru ardere, invariabil cu turația. Combaterea acestui efect negativ se face cu modificarea unghiului de avans la declanșarea scânteii electrice prin inițierea arderii mai repede, la turații mari [11].

Sarcina – cu reducerea sarcinii crește durata totală a procesului arderii. Pentru poziționarea mai avantajoasă a arderii în cadrul ciclului de lucru, la scăderea sarcinii, se acționează asupra avansului la declanșarea scânteii electrice. Mărirea sarcinii, prin regimul termic al motorului, crește înclinația la detonație [3].

Regimul termic al motorului – cu creșterea temperaturii pieselor care mărginesc camera de ardere sunt favorizate toate formele de ardere anormală, cu efectele nedorite descrise anterior [3].

Natura combustibilului – din punctul de vedere al procesului arderii cifra octanică prezintă cea mai mare importanță.

9.2.3. Poluații tipici și geneza lor la MAS

Sursele poluanților la MAS sunt [2, 3]:

- Gazele de evacuare, 66%;
- Gazele de carter, 20%;
- Carburatorul, 9%;
- Rezervorul de combustibil, 6%.

Principalii poluanți ai MAS [2, 3]:

- Oxidul de carbon, cu cea mai mare pondere;

- Oxizii de azot;
- Hidrocarburile.

Oxidul de carbon – se formează la prelungirea arderii în destindere [3].

Oxizii de azot (NO_x) – apar la temperaturi mari în camera de ardere prin combinarea azotului din aer cu oxigenul. Acești oxizi, generic denumiți NO_x , sunt formați din oxidul azotos, N_2O , oxidul de azot, NO și bioxidul de azot, NO_2 [2].

Hidrocarburile (C_mH_n) – apariția acestora este cauzată de arderea incompletă a amestecului aer-combustibil, în apropierea pereților reci, când flacăra se stinge [2].

9.3. Arderea în MAC

Arderea la MAC este un proces dinamic, care are loc într-un amestec neomogen, în mai multe puncte simultan, în volumul amestecului aer-combustibil din camera de ardere. Viteza de injecție constituie principalul mijloc de control al vitezei arderii la MAC [2, 3].

La MAC lipsește clapeta de accelerație, ceea ce induce mai multe efecte [14]:

- Puterea dezvoltată de motor este controlată prin cantitatea de combustibil injectată;

- Presiunea în colectorul de admisie este aproximativ 1 bar^4 (atmosferică);
- Lucrul mecanic de pompaj este mult mai mic comparativ cu MAS, mai cu seamă la sarcini și turații mici, cu o diagramă de pompaj mult redusă;
- Diagrama de pompaj mică permite un randament termic superior, $L_{net} = L_{brut} - L_{pompaj} \approx L_{brut}$.

Suplimentar, următoarele diferențe la MAC față de MAS sunt determinante [11]:

- Variația mare a coeficientului de exces de aer, $\lambda = (1,2 \dots 1,4)$ la sarcină plină până la $\lambda = (6 \dots 8)$, la mersul în gol;
- Amestecarea incompletă a aerului cu combustibilul;
- Timpul disponibil pentru amestecarea combustibilului cu aerul este mult mai scurtă la MAC, $(40 \dots 80)^\circ \text{ RAC}$, față de MAS, cca. 360° RAC .

Diferențele existente la nivelul procesului arderii, între MAS și MAC, sunt detaliate mai departe.

Formarea amestecului – la MAC începe odată cu injecția, cu un avans față de PMS; valorile medii ale avansului la injecție sunt $(10 \dots 40)^\circ \text{ RAC}$, tipic se situează în jurul valorii de 20° RAC [14].

⁴ În cazul MAC aspirate.

Timpul disponibil – formarea amestecului neomogen ia un timp finit și scurt, ($0,04 \dots 0,0001$) sec, valorile mai mari fiind tipice motoarelor lente, iar cele mici, celor rapide [14].

Aerul comprimat, fără combustibil, permite rapoarte mari de comprimare, fără riscul apariției detonației, cum este cazul MAS. Rapoartele mari de comprimare ($\varepsilon = 12 \dots 24$) contribuie suplimentar la un randament termic superior al ciclului [11].

După injecție combustibilul este supus unor transformări:

- Atomizare,
- Vaporizare,
- Amestecare,
- Autoaprindere,
- Ardere.

Toate transformările mai sus arătate au loc în paralel (suprapus), prelungindu-se până după aprindere, fiind o caracteristică a arderii la MAC, care dau acestui proces particularitate și complexitate.

Atomizarea – combustibilul injectat este fragmentat în picături foarte fine. Combustibilul injectat în cilindru ajunge într-un mediu comprimat la ($3 \dots 4$) MPa. Cu cât injectorul pulverizează mai fin, cu atât atomizarea are loc mai rapid și mai eficient. La injecție diametrul mediu al picăturilor pulverizate este de 10^{-5} m sau mai mic, cu valorile normal distribuite după diametru [11, 14]. Diametrul picăturilor este influențat de mai mulți factori: proprietățile combustibilului, diferența de presiune pe orificiul injectorului (presiunea de

injecție), diametrul și geometria orificiului injectorului, turbulența și temperatura aerului [11].

Vaporizarea – picăturile atomizate se vaporizează sub acțiunea temperaturii din camera de ardere. Temperatura aerului la inițierea injecției este de $(800 \dots 1000) \text{ K}$. Picăturile care se vaporizează trebuie să fie localizate cât mai favorabil cu privire la câmpul de temperaturi din camera de ardere, pentru asigurarea intensității suficiente a reacțiilor de pre ardere și viteza corespunzătoare a degajării de căldură. Raportul minim de comprimare necesar pentru vaporizare este $12:1$. Odată începută vaporizarea căldura disponibilă în camera de ardere este consumată rapid, afectând vaporizarea ulterioară. Vaporizarea este deficitară în zona centrală, lichidă, a jetului de combustibil [11].

Amestecarea – vaporii de combustibil se amestecă cu aerul disponibil, astfel încât să permită arderea. Amestecarea trebuie să asigure un dozaj adecvat autoaprinderii. Limitele coeficientului de exces de aer sunt $\lambda = (0,6 \dots 1,25)$. Trebuie să existe condiții care să permită o viteză de deplasare a picăturilor prin aerul încălzit, concomitent cu combinarea superioară a distribuției vaporilor de combustibil cu câmpul termic din camera de ardere. Acestea constituie elemente avansate de control al arderii [6].

Autoaprinderea – are loc în volumele de amestec cu dozaj potrivit arderii, cu o întârziere la autoaprindere; schema jetului de combustibil a fost prezentată anterior (v. Fig. 5.1). Dozajul potrivit autoaprinderii este de $\lambda < 1$. Întârzierea la autoaprindere este suma a două componente, una **fizică** (pulverizare, vaporizare și difuzia vaporilor în aer) și alta **chimică** (auto oxidarea hidrocarburilor) [11, 12]. La periferia jetului și în zona centrală a

acestui condițiile de aprindere nu sunt întrunite. **Periferia jetului:** nu există suficientă concentrație de combustibil pentru aprindere și ardere (amestec prea sărac din cauza distanței mari dintre picăturile de combustibil). **Zona centrală:** picăturile sunt prea aproape, amestecul este prea bogat și temperatura scade din cauza procesului amplificat de vaporizare (saturație adiabatică), vaporizarea este posibilă numai după amestecarea suplimentară cu aerul și creșterea temperaturii.

Zona cea mai favorabilă pentru autoaprindere este la capătul jetului, deoarece aici există picături suficient de mici care se deplasează prin aer, cu formarea dozajului potrivit. Încheierea reacțiilor pregătitoare de ardere și apariția primelor nuclee de autoaprindere sunt influențate de viteza de deplasare a picăturilor și condițiile de schimb termic cu pereții camerei de ardere. Contactul jetului cu pereții metalici încălziți accelerează reacțiile pregătitoare și apariția autoaprinderii. Pe pereții reci combustibilul rămâne lichid și nu arde [3].

Amestecul neomogen nu poate pregăti combustibilul în timpul scurt avut la dispoziție și este nevoie de un coeficient de exces de aer ($\lambda > 1,25$). La un coeficient de exces de aer supra unitar crește probabilitatea interacțiunii moleculelor de combustibil cu aerul, cu creșterea numărului nucleelor de flacără. Mărirea coeficientului de exces de aer mai asigură și intensificarea degajării de căldură pe durata etapei de flacără albastră. Per total, mărirea coeficientului de exces de aer reduce durata totală a arderii [11].

Factorii chimici de influență asupra autoaprinderii – compoziția chimică a combustibilului, concentrația de oxigen, coeficientul gazelor reziduale, catalizatorii și aditivii.

Cifra cetanică exercită cea mai mare influență; optim trebuie să fie (40 ... 60), cu cât este mai mare cu atât se autoaprinde mai ușor, dar dacă este prea mare combustibilul se descompune prea ușor, iar carbonul eliberat nu se oxidează, fiind expulzat pe evacuare, plus arderea se desfășoară prea devreme (autoaprinderea rapidă) având ca rezultat o putere scăzută și consumul specific efectiv de combustibil ridicat. Dacă cifra cetanică este prea mică, întârzierea la autoaprindere este mare (acumulare de combustibil pe durata injecției până la inițierea autoaprinderii, injecția corelată cu presiunea din camera de ardere, cu efect de frânare a injecției), cu funcționarea dură a motorului [3].

Factorii de exploatare cu influență asupra autoaprinderii – temperatura aerului la admisie, încălzirea combustibilului, turația, sarcina, unghiul de avans la injecție.

Încălzirea aerului și combustibilului reduc întârzierea a autoaprindere [6].

Turația amplifică turbulența și reduce, în general, întârzierea la autoaprindere (contează și tipul camerei de ardere) [3].

Sarcina reduce întârzierea la autoaprindere prin creșterea temperaturii din camera de ardere [11].

Unghiul de avans la injecție trebuie optimizat pentru fiecare model de motor, la toate regimurile de funcționare. Cu mărirea unghiului de avans la injecție crește durata injectării combustibilului și durata acțiunii termice de pregătire asupra combustibilului deja injectat, cu formarea mai multor nuclee de autoaprindere, viteze mari de reacție și degajare a căldurii,

rezultând funcționarea rigidă a motorului (motorul 'ronțăne', cu scăderea durabilității mecanismului motor și o oarecare îmbunătățire a economicității). Avansul prea mic prelungește arderea mult în destindere, la turații mari motorul dă senzația că nu se poate tura și se îneacă.

Factorii de influență constructivi asupra autoaprinderii – raportul de comprimare, supraalimentarea, arhitectura camerei de ardere, parametri injectiei.

Raportul de comprimare și supraalimentarea (mărirea concentrației de reacție pe unitatea de volum) măresc temperatura la sfârșitul comprimării și reduc întârzierea la autoaprindere [3].

Camera de ardere cu cea mai mică suprafață de răcire și pulverizarea fină, cu un jet optimizat (penetrația și dispersia) reduc întârzierea la autoaprindere [3, 11].

Procesul arderii la MAC impune un amestec mai sărac ($\lambda > 1,25$), cu o putere specifică mai mică decât în cazul MAS, raportat la o capacitate cilindrică dată [11].

Perfecțiunea arderii la MAC este de aproximativ 98%, din cele 2% combustibil nears, cca. 1% sunt hidrocarburi, sub formă de particule solide de carbon nears [12, 14].

Apariția nucleelor de flacără în volumul camerei de ardere, după începerea injectiei, înainte de omogenizarea completă a combustibilului cu aerul este considerată trăsătura caracteristică procesului arderii la MAC.

9.3.1. Modelul explicativ al arderii la MAC

Arderea la MAC este explicată prin mai multe modele, unul răspândit dintre acestea este **aprinderea polistadială**.

Arderea are loc în volumele cu un amestec ușor bogat. Apar concomitent multiple fronturi de flacără în volumul camerei de ardere, răspândite în volumul camerei de ardere prin procese specifice. Arderea are loc când (70 ... 95)% din combustibilul injectat se găsește sub formă de vapori. Turbulența și viteza de mișcare a aerului contribuie decisiv la răspândirea flăcării [11].

Un caz aparte îl constituie compresia unui **amestec omogen, arderea fiind declanșată prin injecția de combustibil**⁵.

La temperaturi joase descompunerea moleculelor în hidrocarburi nu are loc. Centri de activare ai arderii sunt **radicalii liberi**, care apar printr-un proces de **oxidare endotermică**.

Arderea continuă cu formare de **peroxizi**, la viteză tot mai mare. La atingerea unei concentrații critice de peroxizi (cu o anumită întârziere) se rup legăturile intermoleculare ale acestora cu scindarea moleculelor de combustibil și apariția **flăcării reci**. Flacără rece se propagă în volumul de gaze nearse prin **difuzie**. Difuzia de particule active în volumul nearse are loc fără transfer de căldură, cu o încălzire foarte redusă, cu o durată anume. Pe

⁵ *HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition*. Fluidul motor admis în cilindri constă dintr-un amestec omogen combustibil-aer injectat în colectorul de admisie sau în poarta supapei, după care aprinderea are loc tipic MAC, prin injecție. Motorul poate opera cu combustibil dual: de ex., gaz natural/metanol cu motorină [14].

durata flăcării reci nu are loc creșterea presiunii și se formează produse intermediare – **aldehide și radicali liberi** [3].

Stadiul următor constă în încetarea acumulării de peroxizi – **flacăra albastră**. În această etapă crește temperatura și presiunea, reacțiile nu se dezvoltă până la capăt, cresc temperatura și presiunea, se formează **formaldehida, CO și radicali liberi** în cantități mari [3].

Ultimul stadiu este cel la **flăcării calde**. Arderea capătă caracter violent, aproape de explozie, cu viteze mari de degajare de căldură; se atinge maximul de presiune. Reacțiile de oxidare se încheie, cu degajare de CO_2 [3].

9.3.2. Procesul arderii la MAC și etapele acesteia

Schematizarea procesului arderii pe diagrama indicată, în coordonate $p - \phi$ este indicată în Fig. 9.9.

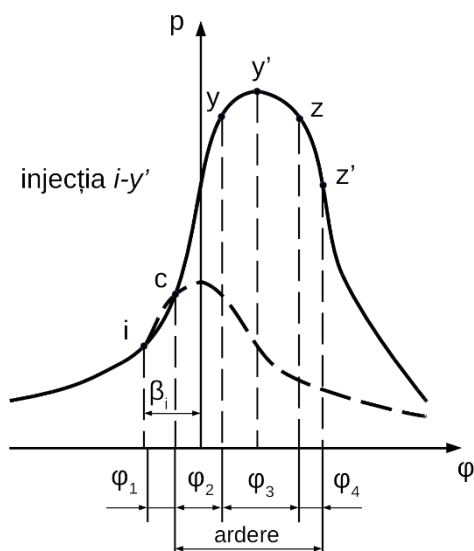


Fig. 9.9. Schematizarea arderii la MAC și etapele acesteia [3].

Etapile arderii la MAC sunt: ϕ_1 – perioada întârzierii la autoaprindere; ϕ_2 – perioada arderii rapide; ϕ_3 – perioada arderii progresive; ϕ_4 – post arderea. Orientativ, injecția durează 20° RAC, iar arderea $(40 \dots 50)^\circ$ RAC [3, 11].

Perioada întârzierii la autoaprindere ϕ_1 – începe în punctul i (inițierea injecției) și durează până în punctul c (desprinderea politropei de ardere de politropa comprimării), cu o creștere diminuată de presiune.

Creșterea diminuată a presiunii este explicată prin căldura consumată la evaporarea combustibilului. În această perioadă combustibilul suferă unele transformări descrise anterior: atomizare, vaporizare și amestecare cu aerul disponibil. Durata întârzierii la autoaprindere este $(5 \dots 19)^\circ$ RAC, iar în cilindru pătrunde $(30 \dots 40)\%$ din doza de combustibil pe ciclu (la motoarele rapide chiar mai mult) [3, 11].

Perioada arderii rapide ϕ_2 – începe în punctul c și durează până în y [11]. Arderea are loc rapid, cu o viteză corespunzătoare de creștere a presiunii.

Arderea rapidă depinde de perioada precedentă, adică de cantitatea de combustibil disponibilă pentru ardere la declanșarea flăcării. În această fază se dezvoltă nuclee de autoaprindere și începe propagarea flăcării, fiind generată $(30 \dots 50)\%$ din totalul căldurii pe ciclu [11]. La sfârșitul acestei perioade viteza de degajare a căldurii atinge valori ridicate, cu un maxim în punctul de maximă presiune a ciclului y' .

Perioada arderii progresive (moderate) ϕ_3 – începe în punctul y și durează până în z . În această perioadă injecția de combustibil încetează și

Procesul arderii

arde masa de bază a amestecului combustibilul-aer. Presiunea se menține aproximativ constantă pe o perioadă relativ lungă, în °RAC, cu degajarea a (40 ... 50)% din totalul căldurii pe ciclu. Arderea are caracter difuziv. Se formează funinginea din cauza expansiunii gazelor și deteriorării condițiilor de ardere [3].

La sfârșitul acestei perioade temperatura are valoarea maximă, dar presiunea scade cu mărirea volumului pe cursa de destindere.

Perioada post arderii ϕ_4 – începe în punctul z și durează până în z'. Punctul z este considerat punctul de maximă temperatură a ciclului, T_z . Încheierea acestei perioade se consideră când căldura degajată pe ciclul atinge (95 ... 97)% din total [6].

Prelungirea excesivă a arderii în destindere duce la pierderi mari pe evacuare, având ca rezultat [3]:

- Un randament și o economicitate scăzute;
- Creșterea solicitării termice a pieselor din cauza temperaturii mari a gazelor evacuate – supapa de evacuare și scaunul acesteia, condiții de lubrifiere compromise la coada supapei, încălzirea excesivă a chiulasei etc.

Această fază a arderii se reduce prin intensificarea turbionării gazelor și scurtarea duratei injecției.

În această fază reacțiile de ardere se întrerup din cauza scăderii temperaturii gazelor pe destindere.

Arderea are caracter difuziv, cu formare de funingine.

Injecția multijet – constă dintr-o succesiune de injecții per ciclu; prin injecții temporizate și dimensionate potrivit se controlează procesul arderii. Pot fi executate până la 8 injecții⁶, în cantități potrivite și cu temporizare precisă.

Injecția pilot (preinjecția) – are ca scop reducerea întârzierii la autoaprindere prin preîncălzirea camerei de ardere. Condiționarea (pre încălzirea) camerei de ardere duce la scăderea temperaturii maxime a ciclului, cu niveluri avantajoase ale emisiilor de NO_x și reducerea nivelului de zgomot (prin diminuarea gradientului de presiune). Suplimentar, injecția pilot poate să contribuie la scăderea emisiilor de particule.

Tipic, preinjecția poate să constituie (5 ... 15)% din totalul dozei pe ciclu [14].

Postinjecția timpurie – are loc devreme, la (10 ... 15)^o RAC după terminarea injecției principale, conducând la scăderi de până la 40% ale emisiilor de particule, la sarcini și turații scăzute [14].

Postinjecția târzie – are rol determinant în activarea catalizatorului pentru post-tratare (sistemul *aftertreatment*). Postinjecția târzie încălzește catalizatorul, îl regenerează și reduce nivelul de NO_x (când este nevoie de hidrocarburi la nivelul *SCR – Selective Catalytic Reduction*) [14].

⁶ Sau mai multe.

9.3.3. Influența factorilor constructivi și de exploatare asupra arderii la MAC

Factorii constructivi analizați sunt raportul de comprimare, caracteristicile injecției și arhitectura camerei de ardere, iar cei de exploatare sunt presiunea și temperatura la începutul arderii, avansul la injecție, turația, sarcina și dozajul.

Raportul de comprimare – scade viteza de creștere a presiunii, cu o funcționare mai liniștită a motorului [3]. Viteza de creștere a presiunii redusă și funcționarea liniștită cu creșterea raportului de comprimare se explică prin scăderea combustibilului injectat acumulat până la începerea autoaprinderii, raportul de comprimare ridicat scade întârzierea la autoaprindere [6]. Totodată, pornirea este mai ușoară, cu un mers liniștit și economic.

Caracteristicile injecției – mărirea fineții pulverizării duce la scăderea cantității de combustibil acumulat. Diametrul orificiilor injectorului, presiunea și legea de injecție influențează întârzierea la autoaprindere, precum și duratele injecției și arderii [14].

Legea de injecție reprezintă variația presiunii de injecție în funcție de rotația arborelui cotit, pe durata procesului de injecție [11]. Legea de injecție exercită o influență majoră asupra fumului emis de MAC.

Mărirea fineții pulverizării se realizează prin [11]:

1. Creșterea presiunii de injecție;
2. Reducerea diametrului orificiilor injectorului, cu efect direct asupra scăderii perioadei de întârziere la autoaprindere.

Arhitectura camerei de ardere – camerele de ardere pot fi **unitare** (vasta majoritate în ziua de azi) sau **divizate**. Schema unor arhitecturi de camere de ardere unitare este arătată în Fig. 9.10, iar cele pentru camere divizate în Fig. 9.11.

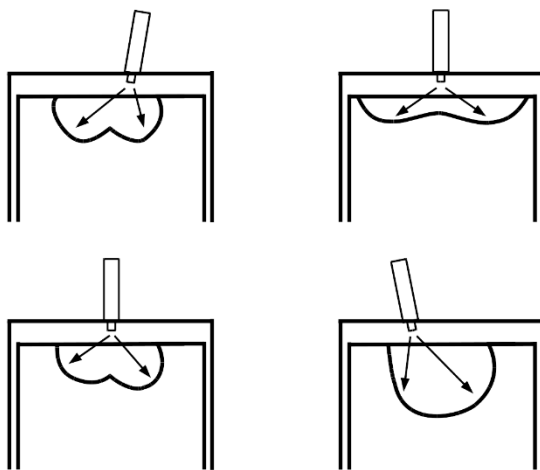


Fig. 9.10. Schema unor camere de ardere unitare⁷ [6].

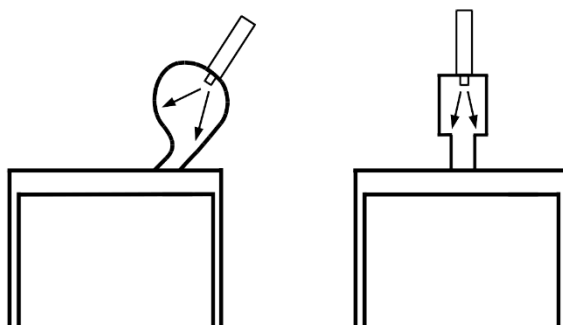


Fig. 9.11. Schema unor camere de ardere divizate [6].

⁷ Prima variantă, stânga sus, se mai numește și *Mexican Hat*.

Camerele de ardere unitare necesită o turbionare intensificată, aceasta fiind necesară pentru formarea corespunzătoare a amestecului. Perioada de rotație se corelează cu numărul de orificii și timpul de injecție. Aceste camere au pierderi de căldură mai mici, cu randamente mai bune și economicitate superioară. Din același motiv pornirea are loc mai ușor. Turațiile pot fi mai mari decât în cazul camerelor divizate [14].

Camerele de ardere divizate favorizează amestecarea aerului cu combustibilul. Prin intensificarea amestecării combustibilului cu aerul se asigură un mers mai liniștit al motorului și un gradient favorabil de presiune. Presiunile medii efective pe ciclu sunt mai scăzute la MAC cu camere divizate. Aceste camere sunt mai puțin pretabile la forțarea prin supraalimentare din cauza intensificării pierderilor de căldură. Cu creșterea turației se înrăutățește economicitatea, motiv pentru care se limitează turația în jurul valorii de 4.000 rot/min [11].

Presiunea și temperatura la începutul arderii – întârzierea la autoaprindere scade cu creșterea presiunii și temperaturii inițiale, aceste mărimi fiind influențate în mod direct de factorii în discuție [3].

Temperatura inițială scăzută face dificilă pornirea la rece, în principal prin amplificarea pierderilor de căldură prin pereți. Oricum, pornirea la rece a MAC este dificilă din mai multe motive [11, 14]:

1. Aerul și pereții sunt reci, cu pierderi de căldură și compromiterea autoaprinderii;
2. Uleiul este vâscos, cu pierderi mari de frecare și reducerea turație de pornire (normal 120 rot/min);

3. Scăderea turației de pornire crește scăpările de cursa de comprimare, cu scăderea temperaturii aerului la începutul injecției.

Pentru îmbunătățirea pornirii la rece se pot folosi mai multe procedee:

1. Folosirea bujiilor incandescente – rezistențe electrice încălzite la roșu, astfel că primele injecții se aprind de la aceste bujii, după care se deconectează de la tensiune automat;
2. Încălzirea aerului admis cu o rezistență electrică tip grătar ori cu un mic arzător de combustibil;
3. Folosirea unui raport de comprimare mai mare decât necesar la motoarele de dimensiune medie;
4. Folosirea unui volant mai mare [14];
5. Preîncălzirea lichidului de răcire;
6. Folosirea unui mic motor termic auxiliar cu rol de demaror, la MAC-uri mari;
7. Pulverizarea unui agent volatil, cu cifră cetanică mare, în admisie pe durata activării demarorului;
8. Aditivarea combustibilului;
9. Decompresarea motorului;

10. Adăugarea unor fracțiuni ușoare în uleiul de lubrifiere pentru scăderea cuplului necesar pe pinionul demarorului. Ulterior fracțiunile de evaporă și sunt eliminate⁸.

Toate problemele de pornire la rece sunt amplificate la motoarele cu cameră divizată din cauza pierderilor de căldură mai mari. O practică comună este de a lăsa motoarele mari să meargă la ralanti pe durata nopții, dar crește consumul de combustibil și poluarea locală (parcări de camioane, terminale de autobuze etc.). Uneori se încălzește rezervorul de combustibil electric ori prin returul de combustibil de la motor (pompa de alimentare asigură un debit aproximativ dublu decât necesar, astfel că o cantitate suficientă de combustibil încălzit se întoarce în rezervor). Motorina congelată se poate transforma din lichid în gel.

Avansul la injecție – presiunile ciclului cresc cu avansul la injecție, atât presiunea maximă cât și presiunea medie indicată și efectivă cresc cu creșterea avansului la injecție [3].

Turația – în cazul injecției directe perioada arderii progresive crește cu turația. Întârzierea la autoaprindere crește ușor în cazul injecției directe (prin mărirea avansului și acumularea de combustibil, trebuie considerat și în conjuncție cu sarcina și regimul termic), iar la injecția în cameră divizată scade datorită accentuării turbulenței din anticameră și camera principală [11].

⁸ Cu unele rezerve în cazul recirculării gazelor.

Sarcina și dozajul – modalitatea de modificare a sarcinii, prin variația cantității de combustibil injectat, are impact direct asupra dozajului.

Întârzierea la autoaprindere are un minim înainte de atingerea regimului sarcinii pline.

Temperatura aerului la inițierea injecției și dozajul cresc cu sarcina. Creșterea sarcinii și a temperaturii aerului la începutul injecției duce la o penalizare de randament indicat (coeficientul de umplere) și creșterea emisiilor poluante.

Presiunile pe ciclu – maximă, medie indicată și efectivă, cresc cu sarcina.

9.3.4. Poluanții tipici și geneza lor la MAC

Poluanții principali ai MAC sunt: oxizii de azot, NO_x , fumul și hidrocarburile, C_mH_n .

Oxizii de azot, NO_x – se formează la temperaturi mari în camera de ardere, dacă există timp suficient. Temperaturi locale de peste $1500^\circ C$, prin reacții de durată finită de combinare a oxigenului cu azotul din aerul în exces, conduc la niveluri relativ ridicate ale acestor poluanți. Maximum de NO_x se formează la un ușor exces de aer, când pierderea de temperatură este neglijabilă și există oxigen suficient care se combină cu azotul. NO_x sunt generați în special pe durata arderii rapide (ϕ_2) și a celei progresive (ϕ_3). Majoritatea NO_x este NO și o mică parte NO_2 ; pot exista până la $2000 ppm NO_x$ [14].

Fumul – funinginea se formează cel mai mult pe durata etapelor finale ale arderii – arderea progresivă și post arderea [14]. Sarcina și turația conduc la scăderea excesului de aer și modificarea regimului termic. De asemenea, particulele de carbon nearse se formează în volumele cu amestec prea bogat, unde nu este suficient aer pentru ardere [3, 11]. Aceste particule sunt apoi arse prin antrenarea turbulentă a acestora în volumul aprins al camerei de ardere. Doar un dozaj sărac permite arderea particulelor și scăderea fumului negru la evacuare. Deoarece controlul puterii dezvoltate se realizează cu ajutorul cantității de combustibil injectat, iar aerul admis în cilindrii nu se modifică decât cu turația (nu există clapetă de accelerație), la creșterea sarcinii (accelerare, urcarea unei rampe etc.) coeficientul de exces de aer scade, cu apariția fumului negru la evacuare (observabil la MAC). Normal, mai puțin de 0,5% din carbonul din combustibil este acceptat ca particule emise pe evacuare [14].

Hidrocarburile, C_mH_n – acestea sunt generate la întreruperea reacțiilor de ardere, din mai multe motive [14]:

1. Pereții reci 'sting' frontul de flacără și rețin în vecinătatea lor combustibil nears;
2. În postardere, cu ruperea lanțului reacțiilor de ardere;
3. Volume locale de combustibil (atomizat sau vaporizat) care nu găsesc suficient oxigen pentru ardere (amestecul la MAC este unul neomogen).

Deoarece dozajul crește cu sarcina se intensifică premisele arderii imperfecte a combustibilului, cu efect direct asupra emisiei de hidrocarburi [6].

PROCESUL DE DESTINDERE

Procesul destinderii, timpul util sau 'motor' al ciclului, constituie, oarecum, finalitatea derulării unui ciclu complet prin faptul că pe durata acestui timp se generează lucru mecanic prin efectele presiunii gazelor asupra pistonului. Procesul în discuție este marcat de un număr de fenomene, care-i imprimă o complexitate aparte, cu implicații pe mai multe direcții [6, 14]:

- Etapa terminală a arderii are loc în destindere, cu implicații directe asupra randamentului, economicității și emisiilor poluante, inclusiv sistemul de post-tratare;
- Variația temperaturii, presiunii și exponentului politropic al destinderii, cu efect asupra temperaturii și presiunii la finalul acestui timp și, implicit, asupra randamentului, economicității și anumitor tipuri de poluanți;
- Condițiile dinamice de transmitere a căldurii preluate de sistemul de răcire de la gazele din cilindru, proces corelat cu randamentul efectiv al motorului și construcția sistemului de răcire.

Cu toate că, per total, pe durata destinderii temperatura gazelor normal scade, prelungirea arderii în destindere și reacțiile de resociere a gazelor conduc la atingerea maximumului de temperatură după atingerea vârfului de presiune a ciclului [6].

Destinderea diferă la cele două tipuri de motoare, anume, destinderea la MAS începe cu atingerea maximumului de presiune și se termină la deschiderea supapei de evacuare, în vreme ce la MAC destinderea durează de la sfârșitul injecției până la deschiderea supapei de evacuare. Generic, destinderea este indicată pe diagrama indicată, în coordonate p - V , în Fig. 10.1.

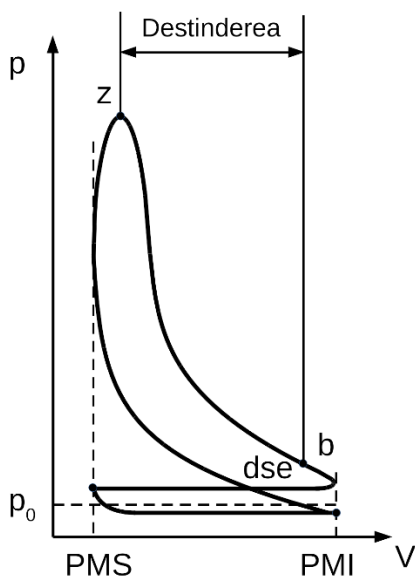


Fig. 10.1. Procesul destinderii pe diagrama indicată [3].

Pe durata ciclului teoretic destinderea durează 180° RAC, dar în realitate durata este de aproximativ 90° RAC, cu începere la $(30 \dots 60)^\circ$ RAC după PMS și se încheie la $(40 \dots 70)^\circ$ RAC înainte de PMI, odată cu deschiderea supapei de evacuare [14].

O problemă deosebită o constituie variația exponentului politropic pe durata procesului destinderii. Variația mare de temperatură, de la T_{max} până la $T_{gaze\ evacuare}$ duce la modificări mari ale coeficientului politropic (Fig. 10.2).

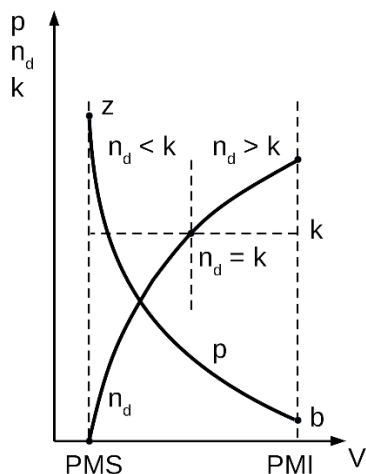


Fig. 10.2. Variația presiunii și a coeficienților politropic, respectiv adiabetic, pe durata destinderii [6].

La un moment dat, pe cursa de destindere, căldura degajată prin post ardere este egală cu căldura cedată prin pereți, rezultând astfel un proces fără schimb de căldură (adiabatic), cu coeficientul politropic momentan egal cu cel adiabetic, k . Înainte de acel punct coeficientul politropic este mai mic, apoi mai mare. În calcule se folosește o aproximare cu valoarea medie, adică:

$$n_{dmed} = \frac{1}{(VSD - VID)} \int_{VID}^{VSD} n_d(V) \cdot dV, \quad (10.1)$$

unde VID este volumul la începutul destinderii, iar VSD este volumul sfârșitul destinderii (deschiderea supapei de evacuare).

Fenomenele și sub procesele caracteristice care au loc pe durata destinderii sunt **schimbul de căldură și resocierea gazelor**. Resocierea prezintă interes redus, schimbul de căldură fiind considerat cel mai important dintre cele două fenomene. Gazele disociate pe durata arderii se resociază odată cu reducerea temperaturii, disocierea fiind o reacție endotermă, în vreme ce resocierea este exotermă, cu aport de căldură către fluidul motor [6].

Schimbul termic de la gaze la pereți, tipic destinderii, induce câteva efecte negative [6]:

- Reducerea randamentului indicat;
- Creșterea nivelului termic al pieselor;
- Mărirea pierderilor prin răcire.

10.1. Principalii factori de influență asupra procesului destinderii

Factorii de influență analizați, cu impact asupra schimbului de căldură, sunt:

- Dozajul,
- Turația,
- Sarcina.

Dozajul – are efecte diferite la MAS comparativ cu MAC. La MAS, un dozaj prea sărac conduce la prelungirea arderii în destindere, cu scăderea coeficientului politropic. În cazul MAC cu cameră unitară mărirea coeficientului de aer (amestec sărac) determină o limitare a arderii în destindere, cu creșterea coeficientului politropic [6].

Turația – cu creșterea acesteia arderea se prelungeste în destindere, iar coeficientul politropic scade [6].

Sarcina – micșorarea arderii la MAS duce la creșterea post arderii și reducerea coeficientului politropic. La MAC, scăderea sarcinii are ca efect îmbunătățirea randamentului termic prin reducerea duratei arderii, astfel că acest proces se apropie mai mult de ciclul teoretic. Suplimentar, se reduce schimbul de căldură prin pereți. Reducerea schimbului de căldură prin pereți concomitent cu reducerea duratei arderii exercită o influență modestă asupra exponentului politropic [6].

10.2. Calculul destinderii

Calculul procesului destinderii are ca scop determinarea temperaturii și presiunii gazelor din cilindru la momentul deschiderii supapei de evacuare, care marchează încheierea procesului; simplificarea cea mai importantă o constituie premisa unui exponent politropic constant ($n_d = const.$) pe durata destinderii.

Presiunea și temperatura se determină plecând de la relațiile [3]:

$$p \cdot V^{n_d} = const. \quad (10.2)$$

$$T \cdot V^{n_d-1} = const. \quad (10.3)$$

Relațiile finale de calcul al presiunii și temperaturii rezultă mai departe [3]:

$$p_{dest} = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_d}, \quad (10.4)$$

Procesul destinderii

$$T_{dest} = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_d-1}. \quad (10.5)$$

Intervalele de variația ale valorilor presiunii și temperaturii la sfârșitul destinderii sunt indicate în Tabelul 10.1 [3]:

Tabelul 10.1. Valori orientative ale presiunii și temperaturii la sfârșitul destinderii.

Tipul motorului	Presiunea p_{dest} daN/cm^2	Temperatura T_{dest}
MAS	(3 ... 5)	(1200 ... 1600)
MAC	(2 ... 4)	(900 ... 1200)

PROCESUL DE EVACUARE

11.1. Evacuarea și aspecte specifice acesteia

După încheierea proceselor de ardere și destindere, cu transferul de lucru mecanic la nivelul mecanismului motor prin intermediul forței de presiune a gazelor din cilindru, gazele destinse trebuie evacuate pentru a permite desfășurarea următorului ciclu de lucru. Procesul curgerii gazelor pe durata evacuării are un caracter pulsatoriu conferit de cele două faze (se va vedea în continuare), iar pentru modelare se consideră o stare cvasi-stabilă a fluidului de lucru [14].

Evacuarea începe cu deschiderea supapei de evacuare, spre sfârșitul destinderii, cu un avans de $(40 \dots 60)^\circ$ RAC înaintea PMI. La acest moment presiunea și temperatura din cilindru se situează în jurul valorilor de $(4 \dots 5) \text{ daN/cm}^2$, respectiv 1000 K [14]. Presiunea în colectorul de admisie este de aproximativ 1 bar . Diferența de presiune între interiorul cilindrului și colector duce la o destindere rapidă a gazelor de evacuare, cu creșterea vitezei de curgere a gazelor prin secțiunea de curgere a supapei/supapelor de evacuare.

Viteza mare de curgere și energia cinetică mare a primei fracțiuni a gazelor destinse va fi disipată în sistemul de evacuare, cu aport de entalpie și creșterea temperaturii gazelor T_{ev} . Ultima fracțiune destinsă va avea un nivel scăzut de energie cinetică. De aici reiese necesitatea amplasării turbo agregatului acolo unde există suficientă energie cinetică pentru antrenarea turbinei (aproape de supapa de evacuare).

Procesul evacuării reale durează un timp finit, spre deosebire de evacuarea teoretică, iar supapa de evacuare se deschide cu avans față de PMI (unghiul 3 pe diagrama fazelor, v. Fig. 6.3).

Deschiderea optimă a supapei de evacuare (*dse*) este esențială. **Deschiderea prea devreme (avans mare la *dse*)** – se pierde lucru mecanic prin gazele arse (căderea bruscă de presiune la *dse*). **Deschiderea prea târziu (avans mic la *dse*)** – un exces de presiune în interiorul cilindrului, când pistonul se găsește în PMI, cu frânarea mișcării PMI-PMS a pistonului și creșterea pierderilor prin pompaj (lucrul de pompaj negativ). Momentul optim al deschiderii supapei de evacuare este dependent de turația motorului. Durata evacuării libere este aproximativ constantă din cauza curgerii strangulate prin secțiunea supapei de evacuare, dar timpul avut la dispoziție diferă cu turația. Cama este fixă și optimizată pentru un anumit regim al motorului, cu excepția distribuției variabile, când aceste probleme sunt parțial rezolvate. Orice turație diferită de cea optimă asigură o evacuare sub-optimală: la turații mai mari deschiderea are loc prea târziu, iar la turații mai mici, prea devreme. La motoarele industriale și de turație constantă deschiderea supapei de evacuare este optimizată pentru turația de lucru. La motoarele de camion sau de avion deschiderea supapei de evacuare este optimizată pentru viteza de croazieră. La motoarele de cursă optimizarea este pentru funcționare la limita turației maxime (zona roșie pe cadranul turometrului). Motoarele de turație redusă pot avea o deschidere foarte târzie a supapei de evacuare [14].

Evacuarea trebuie să aibă loc printr-o secțiune de curgere cât mai mare. O supapă de evacuare mai mare reduce faza evacuării libere și permite

un avans mai mic la *dse*, cu o mai bună valorificare a presiunii gazelor de ardere, o destindere mai lungă (randament superior). Majoritatea motoarelor moderne sunt prevăzute cu două supape de evacuare (este mai avantajos decât o singură supapă mai mare), ceea ce complică designul [14].

În prima parte are loc evacuarea gazelor sub acțiunea presiunii din cilindru, pe durata fazei numită **evacuare liberă**. În timpul evacuării libere între 60 și 75% din gazele arse sunt evacuate pe traseul dedicat acestora [3, 6]. Aici se disting două regimuri distincte de curgere a gazelor: regimul de curgere supracritic (*dse-b₁*), cu valori ale vitezelor de curgere de peste 500 m/s (regim sonic) și o curgere subcritică, cu viteze de curgere maxim 340 m/s (regim subsonic), v. Fig. 6.3 [3].

A doua fază a evacuării are loc sub acțiunea deplasării pistonului din PMI în PMS, fiind numită **evacuarea forțată**, iar gazele ating viteze de curgere de ordinul (80 ... 100) m/s [3].

Ultima fază se numește **post evacuare** și are loc din PMS până la închiderea cu întârziere (2) a supapei de evacuare (*ise*) [3].

Proprietățile fluidului de lucru din cilindru rămân aproximativ constante pe durata evacuării forțate. Presiunea gazelor pe durata acestei faze este ușor mai mare decât cea atmosferică, din cauza curgerii strangulate prin secțiunea supapei de evacuare. Temperatura și densitatea suferă modificări minore. Procesul evacuării forțate este aproximat cu o evoluție izobară [14].

Ideal, la sfârșitul evacuării, toate gazele arse sunt îndepărtate din cilindru, dar în realitate nu este așa. Așezarea supapei de evacuare pe

sediul are loc la o viteză redusă, pentru reducerea uzurii talerului și scaunului supapei. Legea de așezare cu accelerație redusă reclamă un timp mai mare pentru închiderea completă a supapei de evacuare, cu min 20° RAC înainte de PMS, ceea ce este inacceptabil (se opune mișcării pistonului, cu creșterea pierderilor prin pompaj). Normal, *îse* începe cu întârziere după PMS, $(8 \dots 50)^\circ$ RAC [14].

La închiderea completă a supapei de evacuare există o fracțiune de gaze de ardere în camera de ardere – gazele reziduale. Cu cât raportul de comprimare este mai mare, cu atât volumul camerei de ardere este mai mic (și coeficientul gazelor reziduale). Problema gazelor reziduale este amplificată de deschiderea supapei de admisie, pe durata suprapunerii deschiderii supapelor, având loc o curgere inversă a gazelor, din colector spre cilindru și galeria de admisie; această problemă este amplificată la turații mici și la mersul în gol încet, la deschiderea mică a obturatorului și depresiuni mari în avalul acestuia [14]. Acest proces conduce la creșterea coeficientului de gaze reziduale, fiind suplimentar amplificat la turații scăzute prin timpul mărit de suprapunerea deschiderii supapelor. Unele motoare sunt prevăzute cu o supapă uni sens pe sistemul de evacuare, ca să împiedice curgerea inversă. Motoarele supraalimentate, indiferent de procedeu, nu prezintă problema curgerii inverse. Uneori gazele reziduale fierbinți sunt folosite la vaporizarea combustibilului. **Îse pre devreme** – evacuarea este incompletă, cu creșterea coeficientului gazelor reziduale. **Îse pre târziu** – suprapunerea deschiderii supapelor este prea mare, cu curgerea inversă de gaze arse în cilindru și galeria de admisie. Suprapunerea

deschiderii supapelor conduce și la pierderi de fluid motor proaspăt, cu creșterea poluanților și scăderea economicității. Sistemele de distribuție variabilă combat parțial problemele amintite [14].

Evacuarea sincronizată a fost descrisă, pe scurt, în cap. 6, în cadrul mai larg al proceselor de schimb de gaze.

Recircularea gazelor de evacuare¹ – o fracțiune din gazele de evacuare, până la (15 ... 20)%, în funcție de condițiile de operare ale motorului, sunt recirculate pentru reducerea temperaturii din camera de ardere pe durata procesului arderii. Efectele recirculării sunt [14]:

- Scăderea emisiei de NO_x (cu reducerea temperaturii maxime pe ciclu);
- Amplificarea vaporizării amestecului la contactul cu gazele de evacuare fierbinți.

La deschiderea maximă a obturatorului și la pornire sistemul de recirculare este suspendat automat. Activarea *EGR* la sarcini și turații mici scade lucrul mecanic de pompaj, care este mare la deschiderea mică a obturatorului [14].

Aceste gaze recirculate au efect negativ asupra umplerii prin încălzirea amestecului proaspăt și înlocuirea de volum. Suplimentar sistemului *EGR* gazele de carter sunt recirculate în admisie (până la 1% din

¹ *EGR* – *Exhaust Gas Recycle* [14].

totalul debitului de gaze pe traseu), ceea ce contribuie suplimentar la scăderea perfecțiunii umplerii [14].

11.2. Calculul evacuării

Condiția de curgere sonică a gazelor printr-un orificiu generic este [14]:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = \left(\frac{n+1}{2}\right)^{n/(n-1)}, \quad (11.1)$$

unde: p_1 este presiunea în amonte; p_2 – presiunea în aval; n – exponentul politropic. Raportul presiunilor este egal aproximativ cu 2 pentru majoritatea gazelor; pentru aer raportul presiunilor este 1,86, la un exponent politropic $n = 1,35$ [14].

Viteza sonică de curgere va fi dată de relația [14]:

$$c = \sqrt{n \cdot R \cdot T}, \quad (11.2)$$

unde: R este constanta gazelor; T – temperatura gazelor. Valoarea mare a vitezei este cauzată de temperatura ridicată.

Temperatura gazelor la intrarea în colectorul de evacuare se poate calcula cu formula [14]:

$$T_{ev} = T_{dse} \left(\frac{p_{ev}}{p_{dse}}\right)^{(n-1)/n}, \quad (11.3)$$

unde: T_{ev} , T_{dse} – temperaturile în colector, respectiv în cilindru la deschiderea supapei de evacuare; p_{ev} , p_{dse} – presiunile în colector, respectiv în cilindru la deschiderea supapei de evacuare.

Modelul de calcul este pentru un gaz ideal și izentrop, dar, în realitate, procesul nu este unul ideal (au loc pierderi de căldură, pierderi de debit la curgere și ireversibilitate), dar ecuația (11.3) oferă o modalitate suficient de precisă pentru calculul temperaturii gazelor la intrarea în colectorul de evacuare.

ECHILIBRAREA MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Echilibrarea în funcționare a motorului cu ardere internă, indiferent de destinația acestuia, constituie un scop în sine, cu impact asupra siguranței, confortului, fiabilității și durabilității echipamentului din care acesta face parte. În plus, confortul și sănătatea operatorului uman sunt direct afectate de vibrațiile și trepidațiile transmise echipamentului de motorul cu ardere internă, pe durata exploatării acestuia.

Pentru o echilibrare reușită este nevoie de înțelegerea cinematicii și dinamicii mecanismului motor, urmate de identificarea soluțiilor specifice adecvate pentru echilibrarea parțială sau totală a tuturor forțelor și momentelor generate.

12.1. Elemente de cinematica mecanismului motor

Studiul cinematicii mecanismului motor pleacă de la premisa funcționării la turație constantă, adică o viteză unghiulară neschimbată a arborelui cotit [3].

Studiul acestui topic are, evident, ca obiect părțile mobile ale mecanismului motor: piston, bolț, segmenti, bielă și arbore cotit. Schema cinematică a mecanismului motor este arătată în Fig. 12.1.

Elementele geometrice care prezintă importanță pentru studiul și modelarea cinematică sunt unghiul de rotație a arborelui cotit ϕ , raza manivelei r și lungimea bielei l .

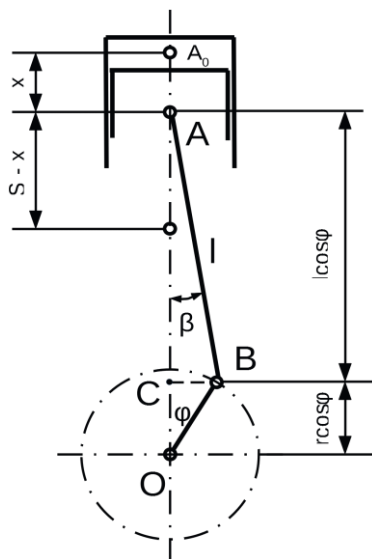


Fig. 12.1. Schema cinematică a mecanismului motor [3].

Deplasarea pistonului se poate calcula suficient de precis cu relația următoare [3]:

$$x = r \cdot \left[\left(1 - \cos\phi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\phi) \right) \right], \quad (12.1)$$

unde $\lambda = r/l$.

Viteza pistonului este dată de derivata de timp a deplasării:

$$v = \frac{dx}{d\tau} = \omega r \cdot \left(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right), \quad (12.2)$$

în care ω este viteza unghiulară a arborelui cotit.

Accelerația, ca derivată de timp a vitezei, va fi:

$$a = \frac{dv}{d\tau} = \omega^2 r \cdot (\cos\phi + \lambda \cos 2\phi). \quad (12.3)$$

Pentru modelarea forțelor și momentelor la nivelul mecanismului motor, accelerația prezintă interes imediat, fiind calculată ca sumă de două componente:

$$a = a_1 + a_2, \quad (12.4)$$

în care componentele a_1 , respectiv a_2 sunt exprimate cu ajutorul formulelor [3]:

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\phi, \quad (12.5)$$

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\phi. \quad (12.6)$$

Variația accelerației pistonului, cu componentele sale, în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit este indicată în Fig. 12.2.

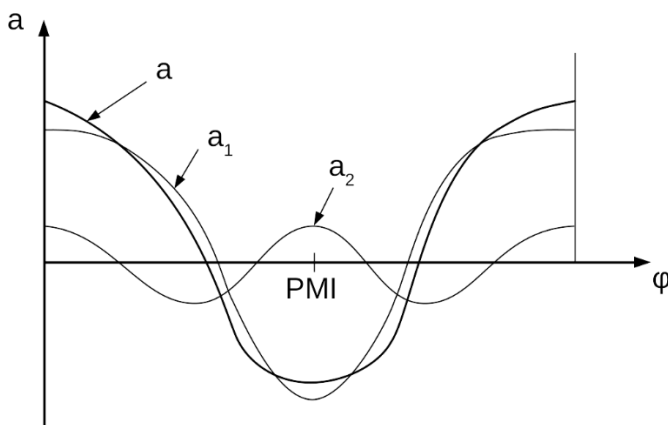


Fig. 12.2. Graficul de variație a accelerației pistonului și componentelor acesteia, în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit [3].

12.2. Forța de presiune a gazelor

Schema pentru calculul forței de presiune a gazelor este arătată în Fig.

12.3.

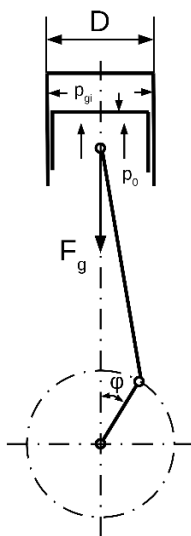


Fig. 12.3. Schema de calcul a presiunii gazelor [3].

Formula de calcul a forței de presiune a gazelor:

$$F_g = (p_{gi} - p_0) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (12.7)$$

unde: p_{gi} este presiunea gazelor maximă din diagrama indicată, p_0 – presiunea mediului ambiant, iar D – alezajul.

12.3. Forțele de inerție

Aceste forțe se calculează pe baza maselor reduse ale pieselor în mișcare. Masele se reduc la axul bolțului (mase în mișcare de translație), m_{it} și la axul manetonului (mase în mișcare de rotație), m_{ir} (Fig. 12.4).

Piese care participă la producerea forțelor de inerție sunt pistonul, biela și arborele cotit. Masa pistonului, bolțului și segmentilor, m_p este concentrată în axul bolțului [3].

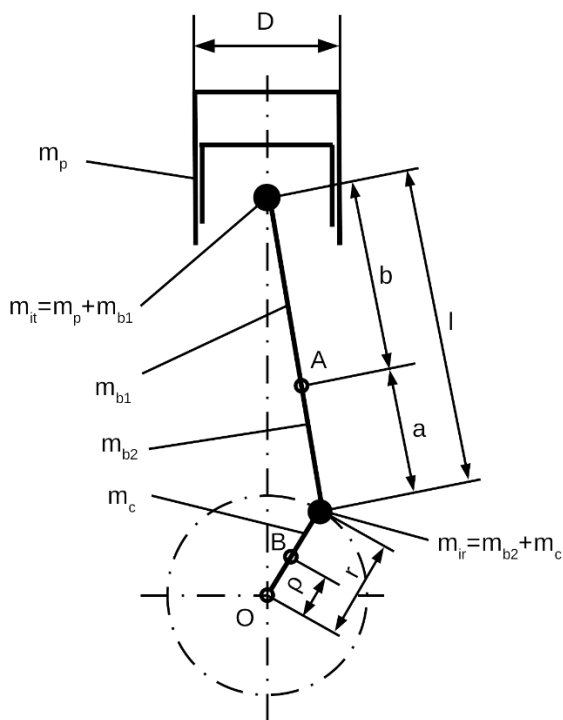


Fig. 12.4. Masele reduse ale mecanismului motor: A – centrul de masă a bielei [3].

Masa bielei m_b se reduce cel mai convenabil în două puncte, m_{b1} și m_{b2} [3]:

$$m_{b1} + m_{b2} = m_b, \quad (12.8)$$

Respectând următoarele condiții [3]:

$$m_{b1} \cdot a = m_{b2} \cdot b, \quad (12.9)$$

$$m_{b1} \cdot b^2 + m_{b2} \cdot a^2 = I_b, \quad (12.10)$$

I_b fiind momentul de inerție al bielei față de axa care trece prin centrul de masă a acesteia.

Masele reduse m_{b1} și m_{b2} se obțin prin rezolvarea ecuațiilor [3]:

$$m_{b1} = m_b \cdot \frac{a}{l}; \quad (12.11)$$

$$m_{b2} = m_b \cdot \frac{b}{l}. \quad (12.12)$$

Masa neechilibrată a arborelui cotit, m_c , se compune din masele m_{c1} și m_{c2} . Masa m_{c1} se consideră concentrată în axul manetonului, iar cealaltă redusă la axul manetonului (Fig. 12.5).

Masa redusă la axul manetonului m_{c2r} se obține din condiția egalării forței centrifuge generate de masa m_{c2} , masele acționând la razele r și ρ , rezultând [3]:

$$m_{c2r} \cdot r \cdot \omega^2 = m_{c2} \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (12.13)$$

$$m_{c2r} = m_{c2} \cdot \frac{\rho}{r}. \quad (12.14)$$

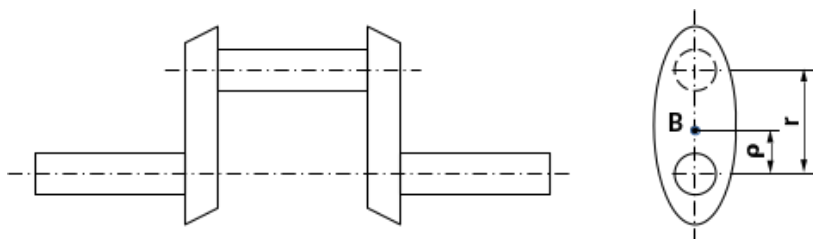


Fig. 12.5. Schema reducerii și concentrării masei neechilibrate a arborelui cotit.

Masele inerțiale de translație și rotație capătă forma [3]:

$$m_{it} = m_p + m_{b1}, \quad (12.15)$$

respectiv

$$m_{ir} = m_{b2} + m_c = m_{b2} + m_{c1} + m_{c2r}. \quad (12.16)$$

Forțele de inerție F_{it} ale maselor în mișcare de translație sunt [3]:

$$F_{it} = -m_{it} \cdot a = -(m_p + m_{b1}) \cdot a, \quad (12.17)$$

iar cele ale maselor în mișcare de rotație, F_{ir} [3]:

$$F_{ir} = m_{ir} \cdot r \cdot \omega^2 = (m_c + m_{b2}) \cdot r \cdot \omega^2. \quad (12.18)$$

12.4. Rezultanta forțelor și momentul motor

În prima jumătate a cursei pistonului din PMS în PMI F_{it} sunt îndreptate în sus (se opun mișcării), iar în a doua jumătate forțele de inerție au același sens cu mișcarea [3]:

$$F_{\Sigma} = F_g \pm F_{it}. \quad (12.19)$$

Forța F_{Σ} se descompune în două componente: forța normală pe peretele cilindrului, F_N și forța F_b de-a lungul bielei (Fig. 12.6).

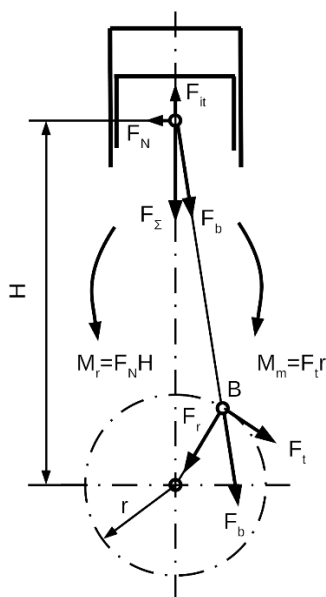


Fig. 12.6. Descompunerea forțelor la nivelul mecanismului motor [3].

Forța F_N apasă ciclic pistonul pe peretele cilindrului (frecare și uzură), iar forța F_b soliciță biela la compresiune, întindere și flambaj [3].

Se remarcă momentul de răsturnare, M_r și momentul motor instantaneu, M_m . Forța F_b se descompune, în axul manetonului B, într-o componentă tangențială, F_t și una radială, F_r . Momentul motor realizează momentul transmis la roțile motoare, iar momentul de răsturnare se transmite la reazemele motorului, cu implicații asupra soluției tehnice și dimensionării tamponelor motorului, precum și a punctelor de fixare pe caroserie, dimensionarea lonjeroanelor etc.

Forțele tangențială, F_t , respectiv radială, F_r se determină cu relațiile [3]:

$$F_t = F_b \cdot \sin(\phi + \beta) = \frac{F_\Sigma}{\cos\beta} \cdot \sin(\phi + \beta), \quad (12.20)$$

$$F_r = F_b \cdot \cos(\phi + \beta) = \frac{F_\Sigma}{\cos\beta} \cdot \cos(\phi + \beta). \quad (12.21)$$

Momentul instantaneu motor, M_m , respectiv de răsturnare, M_r se vor determina cu relațiile [3]:

$$M_m = F_t \cdot r = \frac{F_\Sigma}{\cos\beta} \cdot \sin(\phi + \beta), \quad (12.22)$$

$$M_r = -F_N \cdot H = -H \cdot F_\Sigma \cdot \operatorname{tg}\beta = -M_m. \quad (12.23)$$

12.5. Stabilirea ordinii de aprindere și determinarea suprapunerii destinderii

Stabilirea ordinii de funcționare a cilindrilor trebuie să țină seama de un număr de aspecte importante, indicate în continuare [30]:

- Solicitarea uniformă a arborelui cotit;

- Distribuția uniformă a încărcării termice la nivelul blocului cilindrilor;
- Reducerea contra presiunii în colectorul de evacuare.

Posibilități de organizare a ordinii de aprindere [30, 31]:

- 4 cilindri, 1-3-4-2;
- 6 cilindri, 1-5-3-6-2-4;
- 8 cilindri, 1-5-4-8-6-3-7-2.

Destinderea în cilindru, în funcție de numărul i de cilindri, se determină cu ajutorul relației [31]:

$$D = \frac{4 \cdot 180}{i}. \quad (12.24)$$

Suprapunerea destinderii cilindrilor rezultă din relația:

$$SD = 180 - D. \quad (12.25)$$

Pentru câteva configurații mai des întâlnite suprapunerea destinderii are următoarele valori:

- 4 cilindri, $D = 180$, $SD = 0$;
- 5 cilindri, $D = 144$, $SD = 36$;
- 6 cilindri, $D = 120$, $SD = 60$;
- 8 cilindri, $D = 90$, $SD = 90$;
- 12 cilindri, $D = 60$, $SD = 120$.

Suprapunerea destinderii are influență directă asupra momentului motor dezvoltat de motor.

12.6. Echilibrarea motoarelor cu diferite configurații ale cilindrilor

Un motor cu ardere internă este echilibrat când rezultanta tuturor forțelor și momentelor variabile care acționează asupra reazemelor motorului se anulează. Concret, următoarele condiții trebuie satisfăcute [3]:

- Echilibrarea forțelor de inerție cauzate de masele în mișcare de translație, de ordinul întâi.
- Echilibrarea forțelor de inerție cauzate de masele în mișcare de translație, de ordinul doi.
- Echilibrarea forțelor de inerție cauzate de masele în mișcare de rotație.
- Echilibrarea momentelor realizate de forțele menționate anterior, M_{it1} , M_{it2} și M_{ir} .

Forțele de inerție cauzate de masele în mișcare de translație, de ordinul întâi, F_{it1} se determină cu relația [3]:

$$F_{it1} = -m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\phi, \quad (12.26)$$

iar cele de ordinul doi, F_{it2} [3]:

$$F_{it2} = -m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\phi. \quad (12.27)$$

Forțele de inerție cauzate de masele în mișcare de rotație, F_{ir} vor fi calculate cu relația [3]:

$$F_{ir} = m_{ir} \cdot r \cdot \omega^2. \quad (12.28)$$

Momentul de răsturnare este egal și de semn contrar momentului motor, $M_r = -M_m$, fiind preluat de suspensia motorului.

Echilibrarea motoarelor monocilindrice – se echilibrează uzual forțele de inerție cauzate de masele în mișcare de rotație și parțial cele de translație, de ordinul întâi.

Echilibrarea forțelor de inerție ale maselor în mișcare de rotație echilibrează masa de rotație m_{ir} prin plasarea a două mase de echilibrare, ($m_{irx} / 2$), pe coturile arborelui cotit, la distanța r_x față de axa de rotație (Fig. 12.7).

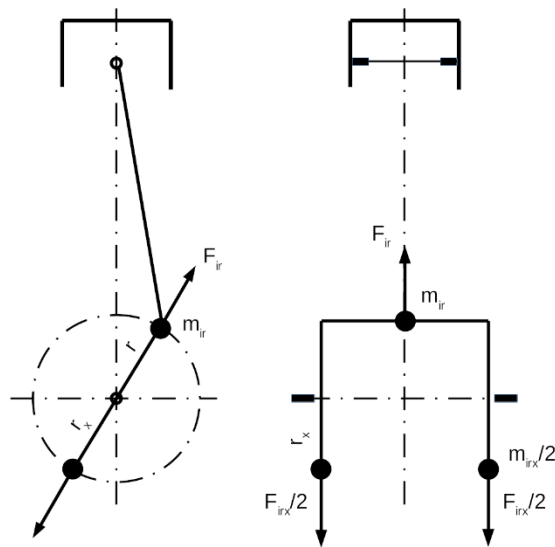


Fig. 12.7. Schema echilibrării forțelor de inerție ale maselor în mișcare de rotație, la monocilindru [3].

Din egalitatea forțelor centrifuge [3]:

$$F_{ir} = 2 \cdot \frac{F_{irx}}{2}, \quad (12.29)$$

respectiv

$$m_{ir} \cdot r \cdot \omega^2 = 2 \cdot \frac{m_{irx}}{2} \cdot r_x \cdot \omega^2, \quad (12.30)$$

se obține masa m_{irx} , alegând raza r_x :

$$m_{irx} = m_{ir} \cdot \frac{r}{r_x}. \quad (12.31)$$

Echilibrarea parțială a forțelor de inerție de ordinul întâi se poate realiza prin plasarea unei mase m_{tx} pe cotul arborelui cotit (Fig. 12.8).

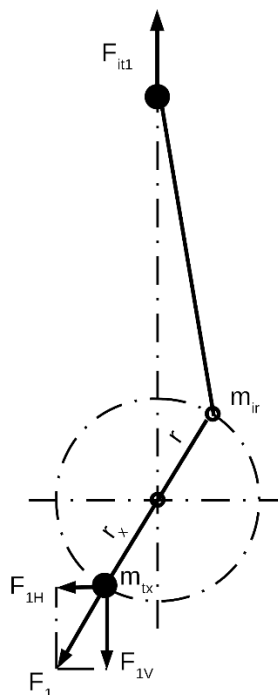


Fig. 12.8. Schema echilibrării parțiale a forțelor de inerție generate de masele în mișcare de translație, de ordinul întâi [3].

Masa m_{tx} se obține din relația [3]:

$$F_{it1} = F_{1V}, \quad (12.32)$$

adică [3]

$$m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cos\phi = m_{tx} \cdot r_x \cdot \omega^2 \cdot \cos\phi, \quad (12.33)$$

rezultând

$$m_{tx} = m_{it} \cdot \frac{r}{r_x}. \quad (12.34)$$

Echilibrarea totală a forțelor de inerție de ordinul întâi și doi, F_{it1} și F_{it2} , la un monocilindru, se poate realiza ajutorul arborilor de echilibrare (4 arbori de echilibrare) [3].

Echilibrarea motoarelor cu 4 cilindri – în această configurație se disting două situații posibile: cu decalaj de 90° , respectiv de 180° între coturile arborelui cotit [3].

La motoarele cu 4 cilindri și decalaj de 90° între coturile arborelui cotit (Fig. 12.9) forțele de inerție sunt nule [3]:

$$\sum F_{it1} = 0; \sum F_{it2} = 0; \sum F_{ir} = 0. \quad (12.35)$$

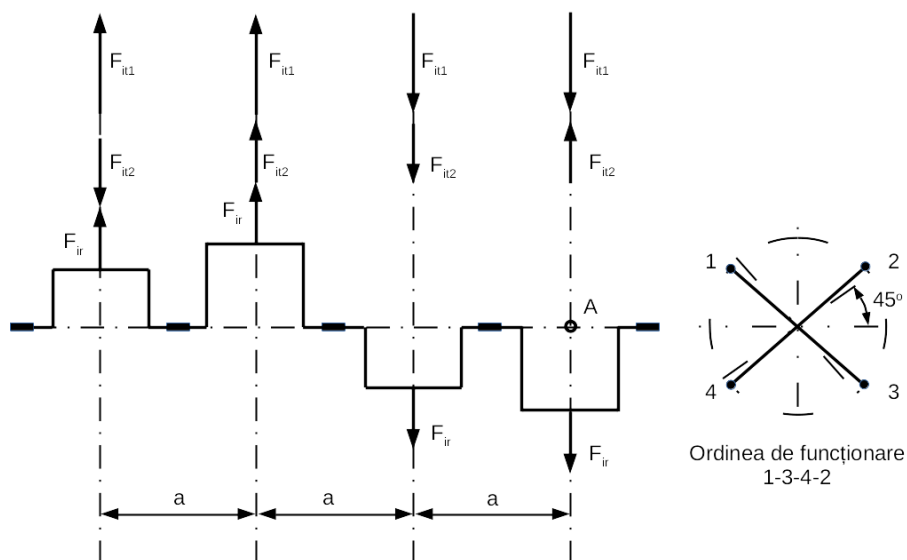


Fig. 12.9. Schema forțelor la un motor cu patru cilindri și decalaj de 90° între coturile arborelui cotit [3].

Momentul produs de forțele de inerție de ordinul întâi, față de punctul A, se determină cu relația [3]:

$$M_{it1} = m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a(3\cos\phi - \sin\phi). \quad (12.36)$$

Momentele M_{it2} și M_{ir} nu sunt nule [3].

Pentru cazul unui decalaj de 180° între coturile arborelui cotit (Fig. 12.10) forțele de inerție vor fi [3]:

$$\sum F_{it1} = 2 \cdot m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\phi + 2 \cdot m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(180^\circ + \phi) = 0, \quad (12.37)$$

$$\sum F_{it2} = 4 \cdot m_{it} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\phi, \quad (12.38)$$

$$\sum F_{ir} = 0. \quad (12.39)$$

Momentele M_{it1} , M_{it2} și M_{ir} sunt nule [3].

CARACTERISTICILE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

13.1. Definiția și importanța caracteristicilor MAI

Caracteristica unui motor cu ardere internă constă în reprezentarea grafică a variației unor mărimi de interes, care reflectă performanțele motorului (momentul motor, puterea, consumul specific efectiv etc.) în funcție de un anumit parametru de funcționare (sarcina, turația) sau de reglaj (dozajul, avansul la injecția etc.).

Se deosebesc două categorii de caracteristici: funcționale și de reglaj.

Caracteristicile funcționale se stabilesc în funcție de turație sau sarcină, în scopul stabilirii posibilităților de utilizare optimă a motorului.

Caracteristicile de reglaj contribuie la identificarea reglajelor motorului pentru rezultate optime, în funcție de destinația acestuia.

Caracteristicile motorului se determină pe cale experimentală, într-o manieră standardizată. Mărimile urmărite se măsoară cu aparatură potrivită, pe un stand experimental construit în acest sens. Încercarea motorului se efectuează în regim stabilizat, când toate mărimile urmărite sunt invariabile în timp. Măsurătorile efective încep după cca. un minut de funcționare stabilă, durează tot cam atât, timp în care se înregistrează mai multe valori. În final, pentru trasarea curbelor caracteristicii respective se va folosi un

număr de (10 ... 12) puncte. Curbele se trasează ponderat¹, cu compensarea diferențelor pozitive sau negative ale punctelor reprezentate [11].

13.2. Caracteristici de reglaj

Cele mai importante caracteristici de reglaj sunt [3]:

- Caracteristica de consum de combustibil,
- Caracteristica de avans la producerea scântei electrice,
- Caracteristica de avans la injecție și
- Caracteristica de detonație.

Caracteristica de consum de combustibil reprezintă variația puterii efective, a consumului specific efectiv de combustibil și a coeficientului de exces de aer, în funcție de consumul orar de combustibil, la turație și sarcină constantă (poziția fixă a obturatorului) la MAS și turație constantă pentru MAC (modificarea debitului de combustibil atrage după sine modificarea poziției organului de comandă al echipamentului de injecție, de ex., cremaliera pompei de injecție) [3].

La MAS, pentru caracteristica în discuție, se trasează graficul puterii, dozajului și consumului specific efectiv de combustibil în funcție de consumul orar de combustibil, la sarcină și turație constante. În acest fel se identifică punctele la care motorul dezvoltă puterea maximă și dozajul corespunzător

¹ Pentru ponderare este recomandată folosirea metodei celor mai mici pătrate.

λ_P (punctul C_{hP}) și la care economicitatea este maximă λ_{ec} (punctul C_{hec}) (Fig. 13.1).

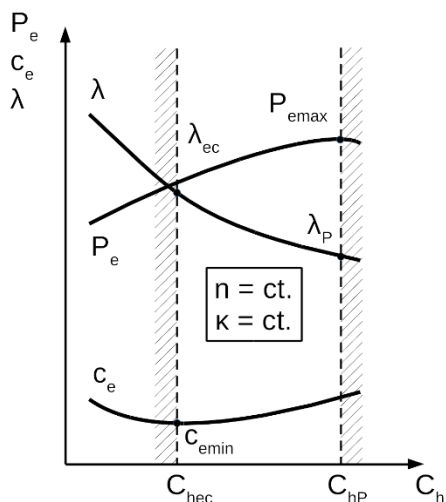


Fig. 13.1. Caracteristica de consum de combustibil pentru MAS [3].

Se observă cu ușurință domeniul reglajului optim al sistemului de alimentare, în intervalul $(C_{hec} - C_{hP})$.

În practică se recomandă determinarea unor familii de caracteristici, la diferite turații, fiind astfel posibilă alegerea regimului dorit de funcționare (fie economic, fie de putere maximă), după situație și cerințele așteptate de la motor.

În cazul MAC, caracteristica de consum de combustibil se ridică la turație constantă, evidențiindu-se consumul orar la economicitatea este maximă (C_{hec}) și valoarea consumului orar la care puterea livrată de motor este limitată de funcționarea anormală și nesustenabilă (C_{hl}) (Fig. 13.2).

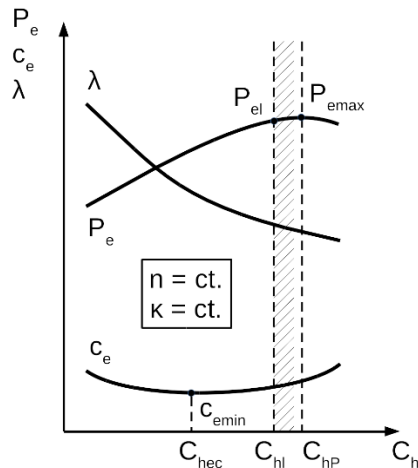


Fig. 13.2. Caracteristica de consum de combustibil pentru MAC [3].

Practica a arătat faptul că la consumuri orare superioare valorii C_{hl} puterea continuă să crească de la P_{el} la P_{emax} , dar din cauza deficitului de aer ardere se înrăutățește, iar motorul este suprasolicitat din punct de vedere termo-mecanic, având ca efect apariția fumului gros la evacuare, urmată de uzuri anormale [3]. Sistemele actuale de injecție și optimizarea proiectării și fabricării MAC apropie tot mai mult limita C_{hl} de C_{hp} , dar aceasta există în continuare.

Caracteristica de avans la producerea scânteii electrice reprezintă variația puterii efective a motorului în funcție de avansul la producerea scânteii electrice, la o deschidere a obturatorului și turație constantă [3, 6]. În acest fel se evidențiază avansul optim $\beta_{s\ optim}$ la care puterea livrată este maximă, concomitent cu un consum specific efectiv de combustibil minim (Fig. 13.3).

Pentru motoarele destinate tracțiunii rutiere este necesară cunoașterea întregii game de turații de funcționare, pentru reglarea dispozitivelor de avans [6].

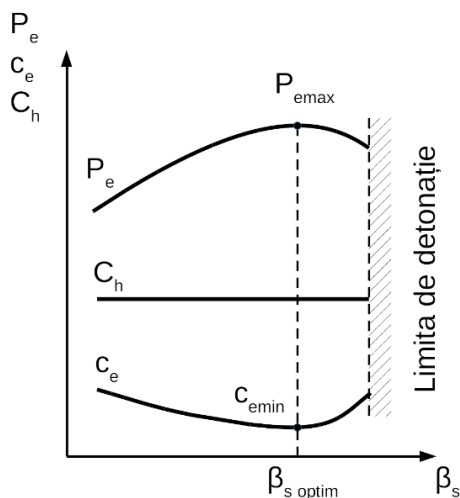


Fig. 13.3. Caracteristica de avans la producerea scânteii electrice [6].

Deoarece condițiile de ridicare a caracteristicii, adică turația și deschiderea clapetei obturatoare, rămân constante, consumul orar de combustibil nu se modifică ($C_h = const.$) cu variația unghiului de avans. În acest fel, la unghiul de avans corespunzător puterii maxime economicitatea va fi și ea maximă ($c_e = min.$) [6].

Variația puterii efective în funcție de unghiul de avans la producerea scânteii electrice pentru diferite turații la sarcină constantă este redată în Fig. 13.4, iar pentru diferite sarcini la turație constantă, în Fig. 13.5.

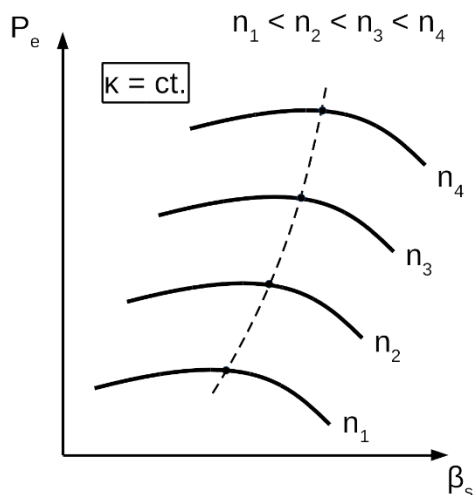


Fig. 13.4. Variația puterii efective cu unghiul de avans la producerea scânteii electrice pentru diferite turații și sarcină constantă [6].

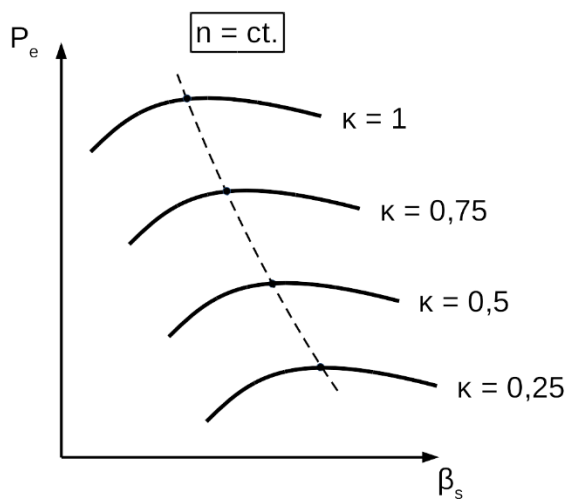


Fig. 13.5. Variația puterii efective cu unghiul de avans la producerea scânteii electrice pentru diferite încărcări și turație constantă [6].

Caracteristica de avans la injecție redă variația puterii efective și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de unghiul de avans la injecție, la turație constantă și sarcină invariabilă (poziția neschimbată a organului de comandă a debitului de combustibil, de ex., cremaliera pompei de injecție) (Fig. 13.6).

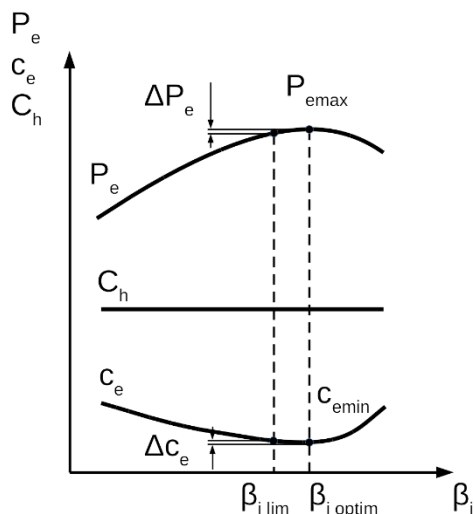


Fig. 13.6. Caracteristica de avans la injecție [6].

La MAC-uri cu cameră de ardere nedivizată se alege un unghi de avans $\beta_{i\text{ lim}} < \beta_{i\text{ optim}}$ deoarece apar presiuni prea mari pe durata arderii, ceea ce conduce la suprasolicitarea pieselor mecanismului motor și creșterea nivelului de zgomot. În această situație apar penalizări cu privire la puterea și consumul specific de combustibil în limitele de (1 ... 3)% [3].

Avansul optim la injecție în funcție de turație, la sarcină constantă este arătat în Fig. 13.7, iar în funcție de încărcare, la turație constantă, în Fig. 13.8.

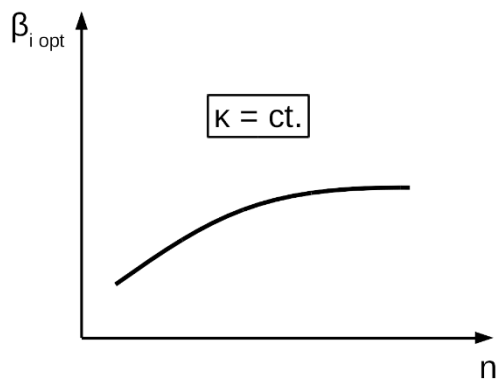


Fig. 13.7. Variația unghiului optim de avans la injecție în funcție de turație, la sarcină constantă [3].

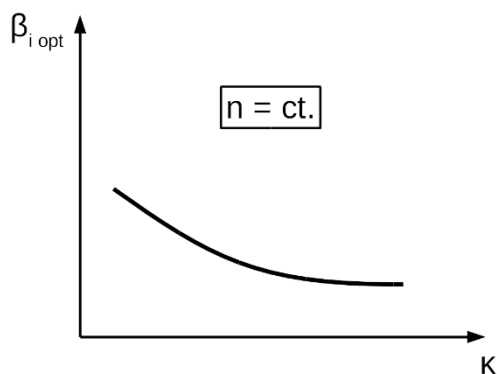


Fig. 13.8. Variația unghiului optim de avans la injecție în funcție de sarcină, la turație constantă [3].

În cazul ambelor caracteristici de avans, la producerea scânteii electrice și la injecție, se impun două precizări importante, arătate mai departe.

- 1) În situația ridicării caracteristicilor pe motoare prevăzute cu unități electronice de management al motorului (ECU), calculatorul de bord decide unghiul de avans optim, pentru un regim de funcționare, în funcție de o multitudine de factori (turație, sarcină, temperatură etc.).
- 2) Deoarece unitatea de control operează corecții la nivelul debitului de combustibil și avansului, ridicarea de asemenea caracteristici trebuie făcută în urma unei judecăți profunde și cu multă precauție; acest aspect este încă și mai important în cazul MAS fără clapetă de accelerație, caz în care nu se poate respecta *ad litteram* condiția menținerii poziției neschimbate a obturatorului.

Caracteristica de detonație se ridică în vederea precizării cifrei octanice (CO) a combustibilului, pentru a evita detonația (Fig. 13.9).

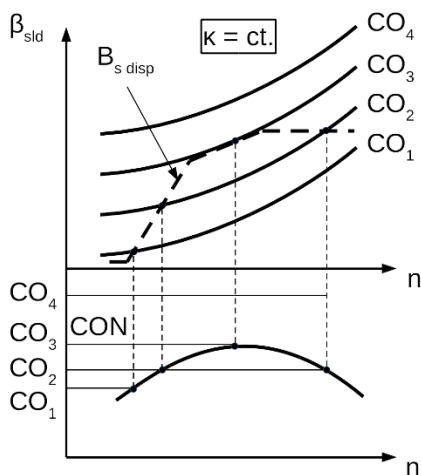


Fig. 13.9. Reprezentarea grafică a caracteristicii de detonație [3].

Curbele de detonație trasate indică variația avansului la producerea scânteii electrice, la limita de detonație β_{slid} în funcție de turație, la sarcină plină, pentru benzine cu diferite cifre octanice (CO_1 , CO_2 etc.). Prin suprapunerea curbei de avans optim obținută cu dispozitivul clasic de avans ($\beta_{s disp}$) rezultă că evitarea detonației reclamă o benzină cu cifra octanică CO_3 , numită cifra octanică necesară CON [3]. Întotdeauna alegerea benzinei pentru exploatarea MAS trebuie să țină cont de cifra octanică disponibilă comercial (COD). Astfel, este necesar că $COD \geq CON$, evidențiindu-se detonația la toate regimurile de funcționare ale motorului [3].

13.3. Caracteristici funcționale

Categoria acestor caracteristici cuprinde [3]:

- Caracteristica de turație,
- Caracteristica de sarcină,
- Caracteristica de propulsie,
- Caracteristica de pierderi și
- Caracteristica complexă.

Caracteristica de turație redă variația puterii efective, a momentului efectiv, a consumului specific efectiv de combustibil și a consumului orar în funcție de turație, în condiția menținerii unei sarcini constante [3].

Caracteristica de turație poate fi ridicată la sarcină totală ($\kappa = 1,1$), la sarcină plină ($\kappa = 1,0$) sau la o sarcină parțială ($\kappa < 1$). În cazul în care coeficientul de sarcină este nul ($\kappa = 0$) caracteristica se numește **caracteristică de mers în gol** și ajută la determinarea doar a consumului orar

de combustibil, în funcție de turație [3]. Caracteristica de turație la $\kappa = 1,1$ se numește **caracteristica exterioară** [11]. Caracteristica de turație la MAS este arătată în Fig. 13.10.

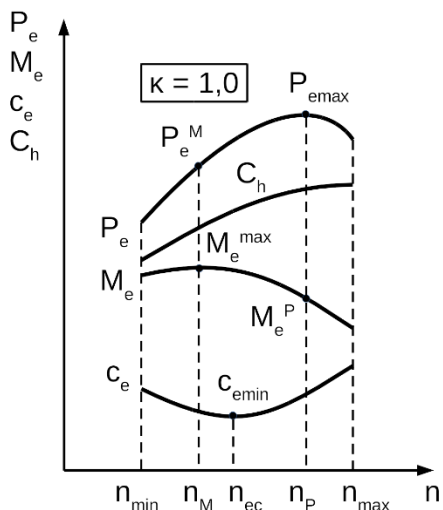


Fig. 13.10. Caracteristica de turație la MAS, la sarcină plină [3].

Turația maximă (n_{max}) are o creștere limitată de (10 ... 15)% față de turația puterii maxime (n_P) din cauza forțelor de inerție și micșorării lucrului mecanic realizat [6].

Momentul motor prezintă o alură ușor descrescătoare după punctul de maxim, asigurând funcționarea stabilă a motorului la variația momentului rezistent, în anumite limite. La turații inferioare n_M funcționarea motorului își pierde stabilitatea din cauza descreșterii rapide a momentului motor dezvoltat, motiv pentru care turația minimă de funcționare stabilă se găsește în apropierea valorii n_M [3].

Turația n_{ec} , la care valoarea consumului specific efectiv de combustibil este minimă², se găsește între turațiile n_M și n_P . Este preferabilă funcționarea motorului în apropierea turației n_{ec} , cu mențiunea că această turație se modifică cu sarcina.

La funcționarea MAS pe automobile cel mai des turația variază între limitele n_M și n_n , interval în care se efectuează schimbarea vitezelor, în funcție de cerințele vitezei de deplasare și momentului rezistent. Raportul dintre turația corespunzătoare momentului motor maxim, n_M și cea corespunzătoare puterii maxime, n_P se numește **coeficient de elasticitate**, fiind exprimat cu ajutorul relației [3]:

$$E = \frac{n_M}{n_P} = (0,4 \dots 0,7). \quad (13.1)$$

Cu cât turația n_M are o valoare mai scăzută, cu atât coeficientul de elasticitate este mai mic și motorul este mai elastic, având o mai bună capacitate de a face față rezistențelor, fără schimbarea treptei de viteză [3].

Raportul dintre cuplul motor maxim și cuplul corespunzător puterii maxime se numește **coeficient de adaptabilitate** și caracterizează capacitatea motorului de a face față rezistențelor la înaintarea autovehiculului [3, 6]:

$$K = \frac{M_e^{max}}{M_e^P}. \quad (13.2)$$

Tipic, $K = (1,25 \dots 1,35)$ la MAS și $K = (1,05 \dots 1,15)$ la MAC [3].

² Indicând astfel funcționarea maxim eficientă a motorului.

Caracteristicile de turație la sarcini parțiale prezintă forme asemănătoare, dar de valori diferite.

Caracteristica de turație la MAC este arătată în Fig. 13.11.

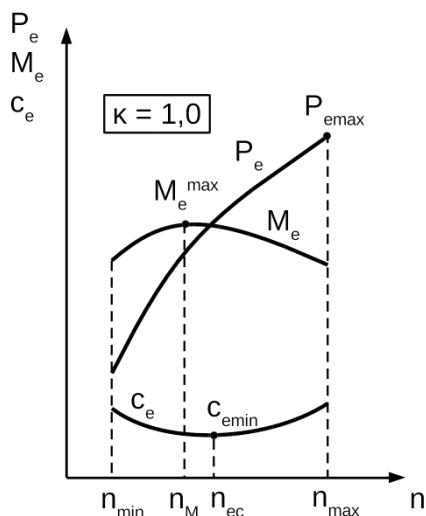


Fig. 13.11. Caracteristica de turație la MAC [1].

Diferența majoră față de MAS constă în faptul că turația maximă la MAC se limitează, prin diferite mijloace (de ex., regulator, ECU). Această limitare este necesară din cauza creșterii până la suprasolicitare a forțelor de inerție la nivelul mecanismului motor și înrăutățirii arderii și apariției fumului gros pe țeava de evacuare (limita de fum) [1].

Caracteristica de regulator este o caracteristică de turație tipică MAC echipat cu un sistem de mărire a debitului de combustibil la turații mici și de limitare a turației motorului. Corecțiile sunt realizate fie cu ajutorul unui regulator regăsit la nivelul pompei de injecție, fie cu ajutorul ECU, pentru toate regimurile. Caracteristica de regulator este indicată în Fig. 13.12.

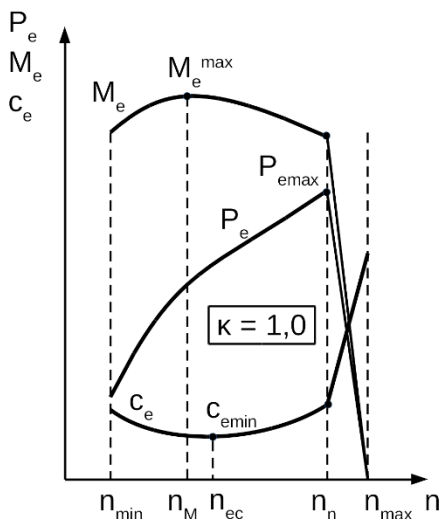


Fig. 13.12. Caracteristica de regulator [6].

Turația maximă variază în limitele $(1,06 \dots 1,1)n_n$, în funcție de destinația motorului [6].

Regimurile determinate de activarea regulatorului se regăsesc în intervalul $(n_n \dots n_{max})$. În punctul P_{emax} (corespunzător n_n) regulatorul intră în funcțiune și realizează limitarea valorii maxime a puterii, pe curba corespunzătoare sarcinii $\kappa = 1,1$, cu mențiunea că P_{emax} are o valoare mai mică decât cea a puterii maxime corespunzătoare turației maxime limitate, P_{elim} (Fig. 13.15).

Dacă turația maximă la MAC nu se limitează și motorul rezistă, curba variației puterii are o alură asemănătoare cu cea a MAS (Fig. 13.13). Practic, la MAC, valoarea puterii maxime limitate este mai mică decât cea posibilă din motivele expuse anterior.

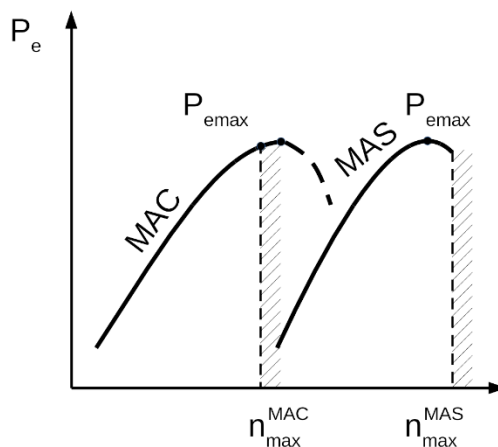


Fig. 13.13. Variația puterii efective și limitarea acesteia în cazul MAC și MAS [1].

Caracteristica de sarcină reprezintă variația consumului orar și a celui specific efectiv de combustibil, în funcție de sarcină, în condiția unei turații constante [3].

La mersul în gol, sarcina fiind considerată nulă, consumul specific efectiv de combustibil tinde asimptotic la infinit, de-a lungul axei verticale, iar consumul orar are valoarea C_h^0 .

Pentru un MAS caracteristica de sarcină este redată în Fig. 13.14.

Sarcina la MAS se modifică prin variația deschiderii clapetei obturatoare. În situația în care aceasta lipsește (ciclul *Miller*) sarcina se măsoară prin intermediul presiunii medii efective sau a puterii efective dezvoltate.

Odată cu creșterea sarcinii de la mersul în gol ($\kappa = 0$) puterea indicată crește mai repede decât cea aferentă pierderilor P_m , iar consumul specific efectiv de combustibil scade până la un punct de minim situat în apropierea

punctului de sarcină plină ($\kappa = 1,0$). Peste această valoare ($\kappa > 1$) economicitatea se înrăutățește din cauza îmbogățirii amestecului necesar funcționării în suprasarcină (v. Fig. 13.14).

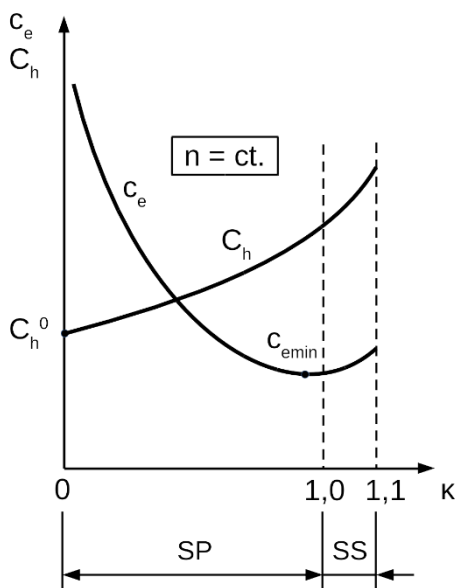


Fig. 13.14. Caracteristica de sarcină la MAS: SP – sarcini parțiale; SS – suprasarcini [3].

În practică se urmărește funcționarea la sarcini cât mai apropiate de regimul sarcinii pline, pentru o economicitate cât mai bună.

În cazul MAC situația este asemănătoare, dar cu unele deosebiri care rezidă în limitarea puterii maxime a motorului din cauza fumului excesiv, în principal. Caracteristica de sarcină la MAC este arătată în Fig. 13.15.

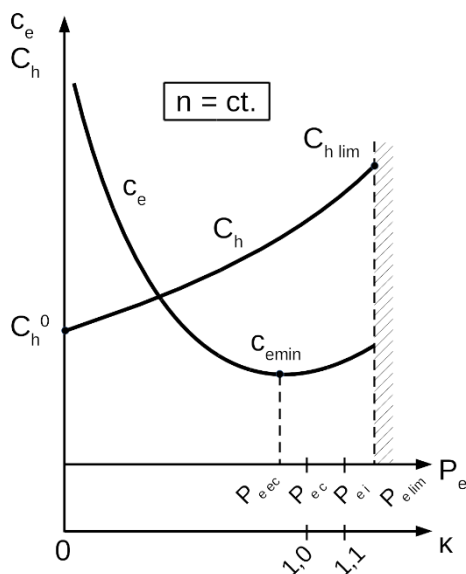


Fig. 13.15. Caracteristica de sarcină la MAC [3].

Atingerea puterii efective maxime limitate $P_{e\ lim}$ se realizează la un consum orar de combustibil corespunzător $C_{h\ lim}$. În regimul de sarcină plină se atinge puterea efectivă continuă $P_{e\ c}$, zonă în care și economicitatea este maximă ($C_{e\ min}$). Sarcina totală ($k = 1,1$) corespunde puterii efective intermitentă $P_{e\ i}$, care se găsește la cca. $1,1P_{e}$, dar mai mică decât $P_{e\ lim}$ [3]. Motorul va funcționa cel mai economic în zona sarcinii pline, mai precis la nivelul puterii efective economice, $P_{e\ ec}$.

Tipic, turațiile constante la care se ridică aceste caracteristici de sarcină sunt $1,1n_n$, n_n , $0,9n_n$, $0,8n_n$, $0,7n_n$, $0,6n_n$, $0,5n_n$ și $0,4n_n$, unde n_n este turația nominală a motorului [3].

Turația se menține constantă prin variația corespunzătoare a momentului frânei.

O altă diferență față de MAS s-a observat în practică și anume o curbă mai aplatizată a consumului specific efectiv de combustibil (Fig. 13.16).

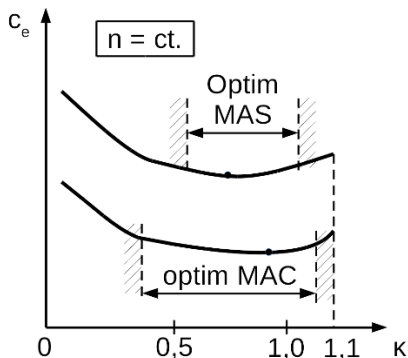


Fig. 13.16. Variația consumului specific efectiv de combustibil la MAS și MAC, în funcție de sarcină [3].

Caracteristica de propulsie a unui motor pentru autovehicule redă variația puterii rezistente P_R și a puterii efective, la sarcină totală P_{et} [3], în funcție de turație (Fig. 13.17).

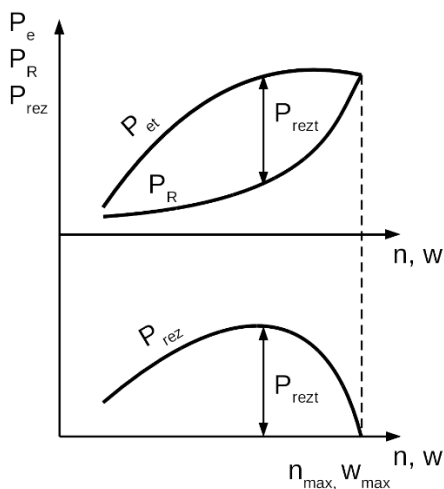


Fig. 13.17. Caracteristica de propulsie a unui motor [3].

Intersecția dintre curbele P_R și P_{et} va da turația maximă a motorului, căreia îi corespunde și maximă de înaintare a autovehiculului w_{max} . Pentru turații mai mici decât n_{max} motorul dezvoltă rezerva de putere P_{rez} , care este necesară la accelerări sau învingerea unor rezistențe suplimentare (de ex., urcarea unei rampe). Cu cât rezerva de putere are valori mai mari, cu atât capacitatea de accelerare a autovehiculului este mai bună.

Caracteristica de pierderi arată variația puterii P_m sau presiunii medii efective p_m corespunzătoare pierderilor mecanice, în funcție de turație, la sarcină constantă [3].

Pierderile mecanice ale unui motor cu ardere internă se compun din [3, 6]:

- Pierderi prin frecare la nivelul cuplelor de rotație și translație (lagăre, piston, segmenti, cilindru etc.), P_{fr} ;
- Pierderi la antrenarea echipamentelor auxiliare ale motorului (mecanism de distribuție, echipament de injecție, pompa de apă, ventilatorul etc.), P_{aux} ;
- Pierderi prin pompaj P_p , pe durata curselor de admisie și evacuare.

Procentual, aceste componente ale pierderilor mecanice au următoarele valori: $P_{fr} \approx 75\%$, $P_{aux} \approx 18\%$ și $P_p \approx 7\%$. Distribuția ponderii subcomponentelor la nivelul P_{aux} este următoarea: pompa de injecție $\approx 1\%$, pompa de apă $\approx 2,5\%$, pompa de ulei $\approx 2,5\%$, mecanismul de distribuție $\approx 2,5\%$, alternatorul $\approx 2,5\%$ și ventilatorul $\approx 7\%$ [3].

Determinarea pierderilor mecanice pe cale experimentală se poate face prin trei metode [6]:

- Ridicarea diagramei indicate și determinarea puterii indicate (cea mai precisă metodă, dar necesită echipament costisitor);
- Antrenarea forțată a motorului și măsurarea cuplului rezistent;
- Întreruperea succesivă a funcționării cilindrilor.

Legat de antrenarea forțată a motorului existență unele obiecțiuni, parțial justificate, privitoare la diferențele față de un motor în funcționare (presiunea în cuplele de frecare, rotație și translație, temperatura pereților cilindrului mai scăzută, deci un film de ulei mai vâscos și densitatea diferită a gazelor care evoluează în cilindru). Toți acești factori exercită influențe pozitive și negative, care se compensează reciproc, astfel că rezultatele obținute pe această cale diferă doar modest față de valorile reale [12].

Determinarea puterii aferente pierderilor mecanice prin scoaterea succesivă din funcțiune a cilindrilor motorului (întreruperea totală a scânteii ori injecției pentru fiecare cilindru) se bazează pe faptul că cilindrul scos din funcțiune nu contribuie la puterea efectivă măsurată pe stand cu o cantitate egală cu puterea indicată asociată. Astfel, se face suma acestor diferențe și se obține puterea indicată a motorului. Puterea pierderilor mecanice rezultă din formula [3]:

$$P_m = P_i - P_e. \quad (13.3)$$

Se precizează că timpul alocat măsurării puterii cu un cilindru scos din funcțiune nu trebuie să depășească un minut [3, 11].

Caracteristica de pierderi în funcție de turație este arătată în Fig. 13.18, iar cea în funcție de sarcină în Fig. 13.19.

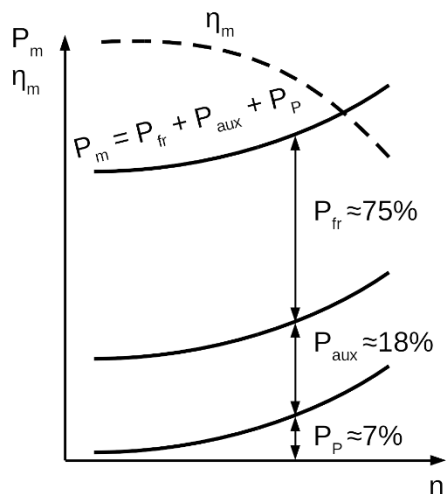


Fig. 13.18. Caracteristica de pierderi în funcție de turație [3, 6].

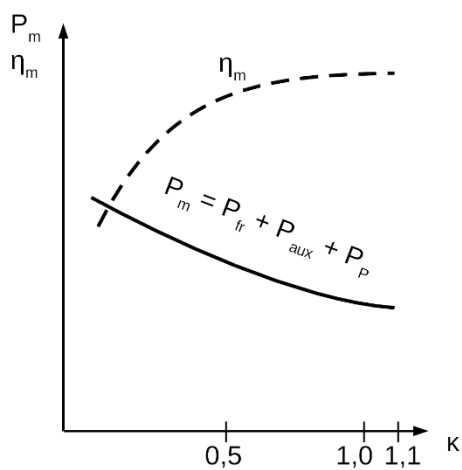


Fig. 13.19. Caracteristica de pierderi în funcție de sarcină [3, 6].

Pierderile mecanice ale motorului cresc cu turația după o lege aproximativ exponențială [3].

Valorile tipice ale randamentului mecanic pentru motoarele actuale se situează în intervalul (0,85 ... 0,9), atât la MAS, cât și la MAC. Valori mai mici se obțin în cazul motoarelor în doi timpi, (0,66 ... 0,8) [3].

Caracteristica complexă constă, practic, din mai multe caracteristici de turație ridicate la diferite încărcări ale motorului, reprezentate pe același grafic, în funcție de mărimea urmărită (P_e , M_e , c_e), fiind menită să indice grafic cum anume aceste mărimi se influențează reciproc (Fig. 13.20).

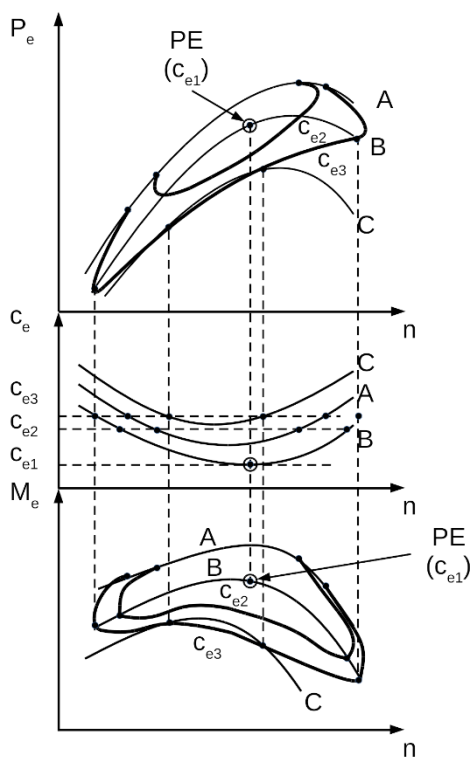


Fig. 13.20. Caracteristica complexă: $\kappa_1 > \kappa_2 > \kappa_3$, $\kappa_1 < 1,0$ [11].

Pe graficul consumurilor specifice se trasează orizontale paralele, adică linii de consum specific efectiv constant și se marchează punctele de intersecție. Din aceste puncte se ridică și coboară verticale pe curbele corespunzătoare de putere și moment motor, după care se delimitează domeniile relativ “concentrice”, care indică domeniul economic de funcționare [11]. Corespunzător consumului specific efectiv de combustibil minim se găsește punctul de funcționare (funcționarea maxim eficientă a motorului) numit **polul economic**. Este de dorit funcționarea motorului în interiorul domeniului economic, cât mai aproape de polul economic descris mai sus [3].

BIBLIOGRAFIE

1. Aramă, C., Grünwald, B., *Motoare cu ardere internă – procese și caracteristici*, București, Editura Tehnică, 1966.
2. Bățaș, N., ș. a., *Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, economicitate și poluare*, Cluj-Napoca, Editura Alma Mater, 2003.
3. Bățaș, N., ș. a., *Motoare cu ardere internă – combustibili, lubrifianți, materiale speciale pentru autovehicule, economicitate, poluare*, Cluj-Napoca, Editura UTPRESS, 2000.
4. Bățaș, N., ș. a., *Motoare cu ardere internă*, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1995.
5. Birch, S., *Combustion and Expansion at Saab*, Automotive Engineering International, vol. 108, no. 5, SAE International.
6. Bobescu, Gh., ș. a., *Motoare pentru automobile și tractoare – vol. I*, Chișinău, Editura Tehnica, 1996.
7. Burnete, N., ș. a., *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă – mecanismul motor*, Cluj-Napoca, Editura Todesco, 2001.
8. Carabogdan, I. G., ș. a., *Manualul Inginerului Termotehnician – vol. II*, București, Editura Tehnică, 1986.
9. Cummins, C. L. Jr, *Internal Fire*, SAE International Inc., 1989.
10. Givens, L., *A Technical History of the Automobile*, Automotive Engineering, vol. 98, nos. 6-8, SAE International.

11. Grünwald, B., *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
12. Heywood, J., *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E*, McGraw-Hill Education, 2018.
13. Mariașiu, F., *Sisteme moderne de injecție*, Cluj-Napoca, Editura Sincron, 2000.
14. Pulkrabek, W. W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine – second edition*, Harlow UK, Pearson Education Limited, 2014.
15. Woehrle, W. J., *A history of the Passenger Car Tire: Part I*, Automotive Engineering, vol. 103, no. 9, 1995.

Surse online

16. <https://en.wikipedia.org/wiki/Aeolipile>, accesat 25.11.2023.
17. https://en.wikipedia.org/wiki/Flat_engine, accesat 15.12.2019.
18. https://en.wikipedia.org/wiki/H_engine, accesat 28.12.2019.
19. https://en.wikipedia.org/wiki/Opposed-piston_engine, accesat 15.12.2019.
20. https://en.wikipedia.org/wiki/Radial_engine, accesat 15.12.2019.
21. https://en.wikipedia.org/wiki/U_engine, accesat 28.12.2019.
22. https://en.wikipedia.org/wiki/V_engine, accesat 27.12.2019.
23. https://en.wikipedia.org/wiki/W_engine, accesat 27.12.2019.

24. https://en.wikipedia.org/wiki/X_engine, accesat 28.12.2019.
25. <https://www.europarl.europa.eu>, accesat 20.02.2020.
26. <https://www.youtube.com/watch?v=8J9jmY4oH-I>, accesat 03.04.2023.
27. <https://www.youtube.com/watch?v=eVyPWP5t09c>, accesat 20.03.2021.
28. https://www.youtube.com/watch?v=Hb6CX_rWolA&t=207s, accesat 21.12.2020.
29. https://www.youtube.com/watch?v=Q_P34lyhhYY, accesat 18.01.2020.
30. <https://www.youtube.com/watch?v=ss0GMKBYCks>, accesat 16.12.2020.
31. <https://www.youtube.com/watch?v=VBUyR7xQvhY&t=38s>, accesat 04.11.2021.